



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 101 35 121.6

Anmeldetag: 19. Juli 2001

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
Bühl, Baden/DE

Bezeichnung: Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung
zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges

IPC: B 60 K 41/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der
ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 5. Juli 2002
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'H. Müller', written over the printed name 'Der Präsident'.

Agurks

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG

Industriestraße 3

77815 Bühl

GS 0545

Patentanspruch

- 5
1. Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere mit einem Antriebsmotor, einer Kupplung und/oder einem Getriebe im Antriebsstrang, gekennzeichnet durch mindestens eines der nachfolgenden, in den Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmalen, oder der Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.
- 10

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0545

**Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahr-
zeuges**

5 Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere mit einem Antriebsmotor, einer Kupplung und einem Getriebe im Antriebsstrang, vorzugsweise mit einer geeigneten Hydraulikstrecke.

10 Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1 eine Antriebseinheit 2, wie einen Motor oder eine Brennkraftmaschine, auf. Weiterhin sind im Antriebsstrang des Fahrzeuges 1 ein Drehmomentübertragungssystem 3 und ein Getriebe 4 angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Drehmomentübertragungssystem 3 im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors
15 über das Drehmomentübertragungssystem 3 an das Getriebe 4 und von dem Getriebe 4 abtriebsseitig an eine Abtriebswelle 5 und an eine nachgeordnete Achse 6 sowie an die Räder 6a übertragen wird.

Das Drehmomentübertragungssystem 3 ist als Kupplung, wie z. B. als Reibungs-
20 kupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder Wandlerüberbrückungskupplung, ausgestaltet, wobei die Kupplung eine selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann. Das Getriebe 4 ist ein unterbrechungsfreies Schaltgetriebe (USG). Entsprechend dem erfindungsgemäßen Gedanken kann das Getriebe auch ein automatisiertes Schaltgetriebe (ASG) sein,
25 welches mittels zumindest eines Aktors automatisiert geschaltet werden kann. Als automatisiertes Schaltgetriebe ist im weiteren ein automatisiertes Getriebe zu ver-

stehen, welches mit einer Zugkraftunterbrechung geschaltet wird und bei dem der Schaltvorgang der Getriebeübersetzung mittels zumindest eines Aktors angesteuert durchgeführt wird.

- 5 Weiterhin kann als USG auch ein Automatgetriebe Verwendung finden, wobei ein Automatgetriebe ein Getriebe im wesentlichen ohne Zugkraftunterbrechung bei den Schaltvorgängen ist und das in der Regel durch Planetengetriebestufen aufgebaut ist.

- 10 Weiterhin kann ein stufenlos einstellbares Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe eingesetzt werden. Das Automatgetriebe kann auch mit einem abtriebsseitig angeordneten Drehmomentübertragungssystem 3, wie eine Kupplung oder eine Reibungskupplung, ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann weiterhin als Anfahrkupplung und/oder Wendesatzkupplung zur Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheitskupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann eine Trockenreibungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispielsweise in einem Fluid läuft. Ebenso kann es ein Drehmomentwandler sein.

20

- Das Drehmomentübertragungssystem 3 weist eine Antriebsseite 7 und eine Abtriebsseite 8 auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7 auf die Abtriebsseite 8 übertragen wird, indem z. B. die Kupplungsscheibe 3a mittels der Druckplatte 3b, der Tellerfeder 3c und dem Ausrücklager 3e sowie dem Schwungrad 3d kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20 mittels einer Betätigungseinrichtung, z.B. einem Aktor, betätigt.

25

- Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 erfolgt mittels einer Steuereinheit 13, wie z. B. einem Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a und den Aktor 13b umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können der Aktor 13b und die Steuerelektronik 13a auch in zwei unterschiedlichen Baueinheiten, wie z.B. Gehäusen, angeordnet sein.

30

Die Steuereinheit 13 kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12 des Aktors 13b enthalten. Dadurch kann beispielsweise vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den Bauraum für den Aktor 13b mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b besteht aus dem Antriebsmotor 12, wie z.B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor 12 über ein Getriebe, wie z.B. ein Schneckengetriebe, ein Stirnradgetriebe, ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11 wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11 kann direkt oder über ein Gestänge erfolgen.

Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b, wie z. B. des Geberzylinderkolbens 11a, wird mit einem Kupplungswegsensor 14 detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung einer Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Kupplung ist. Der Geberzylinder 11 ist über eine Druckmittelleitung 9, wie z.B. eine Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10 verbunden. Das Ausgangselement 10a des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20, z.B. einem Ausrückhebel, wirkverbunden, so dass eine Bewegung des Ausgangsteiles 10a des Nehmerzylinders 10 bewirkt, dass das Ausrückmittel 20 ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3 übertragbare Drehmoment anzusteuern.

Der Aktor 13b zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystems 3 kann druckmittelbetätigbar sein, d.h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die Betätigung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, wobei der als Antriebselement 12 vorgesehene Elektromotor elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12 des Aktors 13b kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren verwendet werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d und der Druckplatte 3b gezielt erfolgt. Über die

5 Stellung des Ausrückmittels 20, wie z.B. einer Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers, kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig eingestellt und fixiert werden kann. Die eine Endposition entspricht einer völlig eingerückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition. Zur
10 Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 3b angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der
15 gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20 in dieser Position fixiert werden. Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können die aktuell anstehenden Motormomente übertragen werden, wobei die Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form von
20 beispielsweise Drehmomentsspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 werden weiterhin Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des gesamten Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen Zustandsgrößen, Sig-
25 nale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen Elektroneinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines Antiblockiersystems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann und bestehen kann. Die Sensoren detektieren beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordreh-
30 zahlen, die Position des Lasthebels, die Drosselklappenstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

Die Fig. 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15, ein Motordrehzahlsensor 16 sowie ein Tachosensor 17 Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13 weiterleiten. Die Elektronikeinheit, wie z.B. eine Computereinheit, der Steuerelektronik 13a verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b weiter.

Das Getriebe ist als z.B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18 gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18 betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an dem Schalthebel 18 des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b angeordnet, welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und an das Steuergerät 13 weiterleitet. Der Sensor 19a ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die Schaltabsichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a, 19b kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18 wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13 steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b ausgibt. Der Antriebsmotor 12 des Aktors 13b, z.B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13 ein Steuerprogramm als Hard- und/oder als Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13 hat in vorteilhafter Weise eine Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2 des Fahrzeuges 1, die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im Bereich des Drehmomentübertragungssystems 3 herrscht und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeuges 1 bestimmt werden können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a und 19b den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a, 19b am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und diese detektieren, beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile. Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31 am Lasthebel 30, wie z.B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein weiterer Sensor 32 kann als Leerlaufschalter fungieren, d.h. bei betätigtem Lasthebel 30 bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32 eingeschaltet und bei nicht betätigtem Lasthebel 30 ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30 betätigt wird. Der Lasthebelsensor 31 detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30.

Die Fig. 1 zeigt neben dem Lasthebel 30 und den damit in Verbindung stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungselement 40 zur Betätigung der Betriebsbremse oder der Feststellbremse, wie z.B. ein Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungselement der Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 41 ist an dem Betätigungselement 40 angeordnet und überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41 ist beispielsweise als digitaler Sensor, wie z. B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Bremsenbetätigungselement 40 betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41 kann eine Signaleinrichtung, wie z.B. eine Bremsleuchte, in Signalverbindung stehen, welche signali-

siert, dass die Bremse betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41 kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsenbetätigungselementes 41 ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

Eine Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung kann eine geeignete Begrenzung z. B. der Drehmomentenspitzen betreffen.

Es hat sich gezeigt, dass der gesamte Antriebstrang durch dynamische Massenwirkungen, insbesondere bei schnellem Einkuppeln, zusätzlich belastet wird. Dadurch können z. B. die Gelenkwellen, das Differential oder auch das ZMS beschädigt werden. Vorzugsweise durch den Einsatz eines sogenannten Peak-Torque-Limiters (PTL) kann die Mindest-Einkuppelzeit in vorteilhafter Weise definiert werden.

Der PTL kann z.B. eine schaltbare Strömungsbremse (Blende) oder dergleichen sein, welche z.B. nur beim Schließen der Kupplung wirksam ist. Theoretisch ist diese Blende in Ihrer Wirkung unabhängig von der Viskosität des Fluids. In der Praxis kann aber durchaus eine Abhängigkeit bestehen. Insbesondere ein „Hängenbleiben“ des Pedals oder „Aufpumpen“ der Strecke ist zu vermeiden. Bei der Auslegung eines PTL (Festlegung des Blendendurchmessers) kann die untere Grenze z.B. durch funktionale und herstellungsbedingte Merkmale vorgegeben werden. Es ist möglich, dass z.B. deshalb eine Reihenschaltung mehrerer PTL's vorgesehen wird, um damit ein besseres Ergebnis zu erzielen.

Zum Beispiel kann durch eine Reihenschaltung von z.B. zwei PTL mit einem Durchmesser von etwa 1,16mm bezogen auf die Einkuppelgeschwindigkeit

das gleiche Ergebnis erreicht werden, wie bei der Verwendung eines PTL mit einem Blendendurchmesser von etwa 0,8 mm.

5 Es ist auch möglich, dass z.B. ein PTL mit sehr geringem Blendendurchmesser durch eine Reihenschaltung mehrerer Blenden mit größerem Durchmesser zur Optimierung der Eigenschaften vorgesehen wird. Dabei ergeben sich u.a. folgende Vorteile:

- Wirkung des PTL weitgehend unabhängig von der Fluidviskosität
- 10 • Vereinfachte Herstellbarkeit der Blende
- Vergrößerter Wirkungsbereich des PTL
- Reduzierte Verschmutzungsempfindlichkeit

15 Insbesondere ein schnelles Einkuppeln stellt für den Antriebsstrang allgemein und speziell für das ZMS einen gefährlichen Betriebszustand dar. Eine Möglichkeit die Drehmomentspitzen beim schnellen Einkuppeln zu reduzieren, kann wie bereits erwähnt darin bestehen, dass zumindest ein geeigneter Peak-Torque-Limiter (PTL) verwendet wird. Der verwendete PTL kann einen Druckabfall in der hydraulischen Strecke bewirken, der die Schließgeschwindigkeit der Kupp-

20 lung begrenzt. Beim Schließen der Kupplung sollte der PTL wie eine Blende funktionieren. Beim Öffnen der Kupplung sollte er keinen Widerstand leisten. Nach dem Durchflußgesetz für die Blende ist im Gegensatz zur Drossel der Druckabfall unabhängig von der Zähigkeit und somit der Temperatur des Fluids. Der erreichbare Minstdurchmesser der Blende wird also von den tolerierbaren Drosselverlusten bestimmt. Vorzugsweise werden PTL's bis zu einem Blenden-Durchmesser von ca. 1,1mm eingesetzt.

25

In Figur 2 ist der errechnete Anpreßkraftaufbau über der Zeit bei RT für einen PTL mit Blendendurchmesser 0,8mm im Vergleich zu zwei in Reihe geschalteten PTL mit Blendendurchmesser 1,16mm dargestellt. Für eine

30

teten PTL mit Blendendurchmesser 1,16mm dargestellt. Für eine Reihenschaltung wurde der PTL derart abgestimmt, dass das gleiche Ergebnis erzielt wird, wie bei der Verwendung einer kleineren Blende.

- 5 In Figur 3 ist eine schematische Prinzipdarstellung für eine hydraulische Übertragungsstrecke mit mehreren in Reihe geschalteten PTL's angedeutet.

10 In Figur 4 ist ein Beispiel für eine mögliche konstruktive Ausführung schematisch dargestellt. Der PTL kann ein Gehäuse, eine Feder und mehrere hintereinandergelegte Scheiben mit den notwendigen Öffnungen für den Fluidstrom umfassen. Die Blende kann vorzugsweise schaltbar ausgeführt sein. Beim Öffnen der Kupplung wird der Fluidstrom um die Blende herum geführt. Beim Schließen der Kupplung ist dieser Weg gesperrt. Das Fluid muss deshalb durch die Blende strömen.

15

Die vorgeschlagene Ausgestaltung der Erfindung bietet zahlreiche Vorteile:

- geringe Viskositätsabhängigkeit
- einfache Herstellbarkeit
- vergrößerter Einsatzbereich
- 20 • geringe Schmutzempfindlichkeit (nimmt mit kleinerem Blendendurchmesser zu)

25

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche insbesondere eine Übertragungsstrecke zwischen einem Pedal und einer Kupplung betrifft.

Die Übertragungsstrecke zwischen dem Pedal und der Kupplung setzt einen Pedalweg in einen Ausrückweg um. Umgekehrt hat auch eine Ausrückwegänderung (z. B. durch Schwingung des Ausrücklagers) als Antwort eine Pedalwegänderung zur Folge. Dieses "Pedalkribbeln" wird oft als störend empfunden.

Mögliche Abhilfemaßnahmen betreffen meist die hydraulische Übertragungsstrecke und sind mehr oder weniger effektiv und führen oft zu einer Verschlechterung der Übertragungseigenschaften.

Demzufolge sollte ein geeigneter Mechanismus vorgegeben werden, der vorteilhaft in die Pedalanlage oder in den mechanischen Zentralausrücker integriert werden könnte und auf den Selbsthemmungseigenschaften von hochübersetzenden Getrieben basiert.

Es ist denkbar, dass eine Entkopplung der Ausrücklagerschwingungen zum Pedal durch eine rückwirkungsfreie Übertragung der Pedalwege auf die Kupplung durch z. B. ein rückwärts selbsthemmendes Getriebe" realisiert wird. Damit verbunden ist auch eine Entkopplung der Ausrückkraftkennlinie der Kupplung von der Pedalkraftkennlinie beim Schließen der Kupplung.

Bei der Entkopplung der Ausrückkraft der Kupplung von der Pedalkraftkennlinie beim Schließen der Kupplung kann eventuell eine größere Krafthysterese am Pedal vorliegen, jedoch werden aber große Freiheiten bei der Gestaltung der Pedalkraft-Wunschkennlinie für das Schließen der Kupplung ermöglicht.

Die Pedalvibrationen, welche insbesondere durch Schwingungen am Ausrücklager entstehen, werden oft als störend empfunden. Zur Verringerung der Pedalvibrationen kann die Übertragungsstrecke derart abgestimmt werden, dass

die Eigenfrequenzen der Einzelkomponenten nicht mit den Anregungsfrequenzen zusammentreffen. Damit wird die Übertragung der Schwingungen in vorteilhafter Weise erschwert. Die Verschiebung der Eigenfrequenzen durch Änderung von Masse und Steifigkeit der Systemkomponenten ist oft nur in

5 begrenztem Umfang möglich insbesondere dann, wenn die Übertragungseigenschaften der Strecke nicht verschlechtert werden sollen. Oft sind diese Schwingungsprobleme auch von Toleranzverhältnissen abhängig und werden deshalb erst kurz vor dem Serienanlauf entdeckt. Als Abhilfemaßnahmen können dann zum Beispiel Kribbelfilter eingesetzt werden.

10

Es ist deshalb besonders vorteilhaft, wenn ein anderer Mechanismus eingesetzt wird. Hierbei wird der Pedalweg beim Öffnen der Kupplung „vorwärts“ über ein hochübersetzendes Getriebe mit gutem Wirkungsgrad übertragen. Das Schließen der Kupplung kann durch das rückwärts selbsthemmende Ge-

15 triebe verhindert werden. Damit findet „rückwärts“ auch keine Kraftübertragung von der Kupplung zum Pedal hin statt. Um die Kupplung zu schließen, muss das Pedal zurückgezogen werden oder durch eine Rückstellfeder zurückgedrückt werden. Das Schließen der Kupplung erfolgt dann gegen diese Federkraft.

20

Nachfolgend werden einige mögliche Ausführungsbeispiele angegeben. Zur Umsetzung dieser Grundidee können zahlreiche Getriebevarianten eingesetzt werden. Der EKM-Aktor kann zur Kupplungsbetätigung auch ein rückwärts selbsthemmendes Getriebe verwenden.

25

In Figur 5 werden die Kraftverhältnisse am Keil dargestellt. Dabei wird die Grundidee an einem einfachen Modell gezeigt. F_1 wird von A auf B übertragen und dazwischen wird ein Keil mit einem Winkel α vorgesehen. Um ein rückwärts selbsthemmenden Mechanismus zu erhalten, benötigt man einen

30 Keilwinkel α mit:

$$\arctan \alpha \leq \mu_1 + \mu_2$$

für $\mu_1 = \mu_3$ (gleiche Reibverhältnisse an den äußeren Führungen)

Bei Vernachlässigung von μ_1 und μ_3 und mit einem $\mu_2 = 0,1$ erhält man als Bedingung für die Selbsthemmung:

5 $\arctan \alpha \leq \mu_2 \leq 0,1$
daraus folgt $\alpha \leq 5,7^\circ$

Daraus berechnet sich eine Mindestübersetzung $i > 10$

$$\tan \alpha = \frac{s-2}{s-1} = \frac{1}{i} = 0,1$$

daraus folgt $i = 10$

- 10 Ein selbsthemmendes Getriebe lässt sich je nach Reibbeiwert μ ab Übersetzungen von $i > 5$ realisieren. Mögliche Übersetzungen bei Ausrücksystemen zwischen Pedal und Ausrücklager liegen zwischen 10 und 20. Damit sind die Grundvoraussetzungen erfüllt.

- 15 Die Übersetzungsverteilung kann wie folgt angegeben werden:

Übersetzung	Beispiel	Vorschlag zur Umverteilung
Pedal/Geberzylinder	5	10
Geberzylinder/Ausrücklager	3	1,5
Gesamtübersetzung	15	15

In den Figuren 6 bis 8 werden mögliche Ausführungsbeispiele schematisch dargestellt.

Figur 6 zeigt nochmals das Keilgetriebe (Problemlösung in der Ebene dargestellt) in Verbindung mit den beiden Kraftflussrichtungen.

Beim Öffnen der Kupplung wird der Kraftfluss ungehindert vom Pedal auf den Geberzylinder übertragen, die Übersetzung wird durch den Keilwinkel bestimmt. Die Mindest-Größe des Keilwinkels ist von den Reibverhältnissen abhängig.

Beim Schließen der Kupplung wird der Kraftfluss vom Geberzylinder auf das Pedal durch den Keil behindert. Ein Rückstellen des Pedals kann nur durch die Rückstellfeder erfolgen.

In Figur 7 ist eine andere Getriebevariante zur Reduktion der Querkräfte vorgegeben. In Figur 8 ist wieder eine andere Getriebevariante dargestellt, wobei z.B. das Getriebe eine Kurvenscheibe aufweist.

Eine nächste Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung kann insbesondere ein hydraulisches Ausrücksystem betreffen. Bei geschlossener Kupplung sollte das Ausrücklager unter Vorlast stehen. Bei hydraulischen Ausrücksystemen kann dies z.B. durch eine Vorlastfeder im Nehmerzylinder (NZ) gewährleistet werden. Eine Vorlastfeder vergrößert allerdings den axialen und evtl. radialen Bauraum und liefert über dem Ausrückweg keine konstante Vorlast.

Eine weitere Möglichkeit das Ausrücklager unter Vorlast zu halten, kann darin bestehen, dass am Nehmerzylinder NZ ein permanenter Überdruck aufrecht

erhalten wird. Dies kann z.B. dadurch realisiert werden, dass ein primärseitig (d.h. zwischen Geberzylinder und Nehmerzylinder NZ) liegendes Vorlastventil vorgesehen wird. Allerdings kann das Vorlastventil erhöhte Durchflußwiderstände verursachen. Des weiteren ist ohne konstruktive Sondermaßnahmen am Vorlastventil keine Vakuum-Druckbefüllung möglich.

Es kann gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung vorgesehen sein, dass eine Ausrücklagervorlast bei einem hydraulischen Ausrücksystem z. B. durch einen sekundärseitigen Überdruck vorgesehen wird.

10 Ein geeignetes Vorlastventil kann sekundärseitig, z.B. zwischen den Geberzylinder (GZ) und dem Ausgleichsbehälter, vorgegeben sein, wobei die sekundärseitige Geberzylinder-Kolbenfläche > 0 sein sollte, damit beim Rückhub Fluid in Richtung Ausgleichsbehälter verschoben wird. Es ist auch möglich, dass ein Ausgleichsbehälter als Druckspeicher vorgesehen wird.

15

Daraus ergeben sich u.a. folgende Vorteile:

- Keine Vorlastfeder → geringerer Bauraumbedarf
- Konstante Vorlast über Ausrückweg.
- 20 • Toleranzen der Vorlastkraft gering.
- Geringe Volumenaufnahme, da das gesamte System vorgespannt ist.
- Geringe Fluidverluste, da alle Dichtungen ständig angepresst werden.
- Bei Nehmerzylinder NZ mit geteiltem Kolben liegt der innere Kolben immer am äußeren an → kein Erststartfehler
- 25 • Eindringen von Luft unmöglich, da der Systemdruck immer größer als der Umgebungsdruck ist.

- Beliebige Leitungsverlegung
- Beliebige Lage GZ/NZ
- Beliebige Lage des Ausgleichsbehälters
- Auf Übertotpunktfeder könnte verzichtet werden. Aufpumpen des hydraulischen Systems somit nicht möglich.

5

Es hat sich gezeigt, dass die Ausführung eines Ausgleichsbehälters als Druckspeicher gegenüber dem sekundärseitigen Vorlastventil hinsichtlich einer Vakuum-Druckbefüllung und zur Gewährleistung eines permanenten Überdrucks vorteilhafter ist.

10

In Figur 9 ist der Aufbau eines hydraulischen Ausrücksystems mit sekundärseitig liegendem Vorlastventil bzw. Druckspeicher schematisch angedeutet.

15 Einem sekundärseitiges Vorlastventil liegt folgende Arbeitsweise zugrunde:

Beim Vorhub wird Fluid aus dem Ausgleichsbehälter in den Sekundärraum des GZ gezogen. Beim Rückhub baut sich auf der Sekundärseite des GZ der Druck so lange auf, bis der Vorlastdruck erreicht ist. Somit herrscht bei Erreichen der Schnüffelbohrung im gesamten System der Vorlastdruck.

20

Mit einem Druckspeicher kann nahezu konstanter Vorlastdruck im Sekundärraum aufrecht erhalten werden.

25 Beim Vorlastventil ist der Vorlastdruck GZ-wegabhängig. Die Vorlast im Sekundärraum wird beim Rückhub nach dem Überfahren der Schnüffelbohrung aufgrund einem Unterschied zwischen primärseitiger Geberzylinder GZ-

Kolbenfläche A_p und sekundärseitiger Fläche A_s durch Fluidverschiebung vom Sekundär- in den Primärraum abgebaut (Fluidverschiebung: $\Delta V = \text{Schnüffelspiel} \cdot (A_p - A_s)$). Um eine sichere Funktion zu gewährleisten, sollte der am Vorlastventil eingestellte Vorlastdruck größer als der gewünschte Vorlastdruck sein:

gewünschter Vorlastdruck = (am Vorlastventil eingestellter Druck) -

(Druckabbau in Abhängigkeit von ΔV und der Volumenaufnahme der hydraulischen Strecke)

10

Wenn sich die hydraulische Strecke bei stehendem Geberzylinder abkühlt, wird die Vorlast abgebaut (je größer die Volumenaufnahme der hydraulischen Strecke bei Drücken kleiner als der Vorlastdruck, desto geringer ist der Druckabbau) und dann erst wieder bei Betätigung der Kupplung oder bei Erwärmung der Strecke aufgebaut.

15

Der Druckspeicher bewirkt einen konstanten, von der GZ. Bewegung unabhängigen, Vorlastdruck im Sekundärraum. Die Volumenaufnahme des Druckspeichers sollte so groß sein, dass sie einen nahezu konstanten Vorlastdruck gewährleistet.

20

Dabei können z. B. folgende Kriterien berücksichtigt werden:

25

- Änderung Fluidvolumen aufgrund Temperaturschwankungen.
- Abnahme Fluidvolumen aufgrund von Fluidverlust.

- Verschiebung der Nullage des Ausrückers aufgrund Kupplungsverschleiß.

Die mögliche konstruktive Ausführung des Druckspeichers kann z.B. einen elastischen Behälter oder dergleichen vorsehen.

- 5 Bei der Verwendung von sekundärseitigem Überdruck kann z. B. auf eine Übertotpunktfeder verzichtet werden. Da die primärseitige GZ-Kolbenfläche A_P größer als die sekundärseitige Fläche A_S ist, wird bei einem Vorlastdruck p_V der Geberzylinder GZ immer mit einer Kraft $\geq p_V \cdot (A_P - A_S)$ an seinen hinteren Anschlag gedrückt. Somit könnte, wenn p_V und
- 10 $(A_P - A_S)$ hinreichend groß gewählt werden, auf eine Übertotpunktfeder in vorteilhafter Weise verzichtet werden.

- Bei fehlender Übertotpunktfeder kann der Geberzylinder GZ nicht mehr gezogen werden, weshalb ein Nachsaugventil zum Vermeiden von Unterdruck überflüssig ist. Wenn auf ein Nachsaugventil verzichtet wird, könnte allerdings
- 15 bei geöffneter Kupplung und starker Abkühlung der Fluidsäule (d.h. Abnahme Flüssigkeitsvolumen in Primärraum und Verkürzung der Strecke) der Geberzylinder GZ-Kolben bei geöffneter Kupplung vor der Schnüffelbohrung liegen bleiben (je größer die Volumenaufnahme bei Drücken kleiner als Vorlastdruck
- 20 ist, desto unwahrscheinlicher ist, dass der Geberzylinder GZ vor Schnüffelbohrung liegen bleiben kann). Ein Nachsaugventil kann dafür sorgen, dass der Druck im Primärraum nie unter den Vorlastdruck fällt und der GZ-Kolben somit immer in seine hinterste Position geschoben wird. Da ohne Übertotpunktfeder der GZ nicht gezogen werden kann, ist ein Aufpumpen der hydraulischen
- 25 Strecke nicht möglich.

Des weiteren ist eine geringere Volumenaufnahme möglich. Bei sekundärseitigem Überdruck ist das gesamte System vorgespannt, d.h. mit Ausnahme

des Schnüffelspiels spielfrei. Die hydraulischen Ausrückssysteme besitzen bei kleinen Drücken eine geringere Steifigkeit als bei höheren Drücken, wie in Figur 10 zu erkennen ist. Durch den Vorlastdruck ist somit der Bereich geringster Steifigkeiten bereits überbrückt. Da keine Luft in das System eindringen kann, sollte auch keine aus dem System transportiert werden (vorausgesetzt Befüllung ohne Restluft). Aus diesem Grund kann die Leitungsverlegung und Lage der Geberzylinder und Nehmerzylinder GZ/NZ beliebig sein. Somit ist in vorteilhafter Weise eine beliebige Verlegung der hydraulischen Komponenten möglich.

Bei einer hydraulischen Strecke kann das Vorlastventil (Vorlastdruck 1,3bar) z. B. durch ein Druckspeicher (Feder drückt im Ausgleichsbehälter über Membran auf Fluidsäule) ersetzt werden.

Nachfolgend wird ein druckgesteuertes Ventil z. B. zur partiellen Begrenzung der Kupplungsschließgeschwindigkeit für fußbetätigte hydraulische Ausrückssysteme vorgeschlagen:

Heutige Fahrzeuge lassen sich schwerer anfahren, als es noch vor einigen Jahren üblich war. Die Ursachen dafür können beispielsweise geringe Leerlaufmomente und lange Achsübersetzungen sein. Daher ist es erstrebenswert, Hilfsmittel zu entwickeln, die die Anfahrbarkeit von Fahrzeugen mit geringem Aufwand verbessern können.

Durch die Kenntnis der Kennlinien von Kupplung und Ausrückssystem kann man Methoden entwickeln, die in den für den Anfahrvorgang kritischen Situationen eine Hilfe für den Fahrer darstellen.

Es kann z. B. versucht werden, die maximal mögliche Einkuppelgeschwindigkeit, insbesondere bei hydraulischen und semihydraulischen Ausrücksystemen, im kritischen Bereich des ersten Momentenaufbaus an der Kupplung zu reduzieren und damit ein ungewolltes Abwürgen des Motors zu verhindern.

5

Der Aufbau einer derartigen Steuerung kann z.B. durch eine Parallelschaltung von einem Rückschlagventil, einer Blende und einem druckgesteuerten Ventil zwischen dem Geber- und dem Nehmerzylinder ermöglicht werden. Das Rückschlagventil kann dafür sorgen, dass das Fluid beim Vorhub ungehindert zum Nehmerzylinder verschoben werden kann. Das druckgesteuerte Ventil schließt oberhalb und öffnet unterhalb eines eingestellten Drucks. Beim Rückhub kann somit die Blende in diesem Bereich die Schließgeschwindigkeit der Kupplung verringern.

15

Nachfolgend werden zunächst grundsätzliche Betrachtungen der Funktionalität einer Steuerung zur partiellen Begrenzung der Schließgeschwindigkeit eines fußbetätigten hydraulischen Systems angegeben. Danach wird die Funktionalität und die Möglichkeiten der Auslegung des Ventils und der Blende näher betrachtet. Dabei zeigen Messungen an einem EKM-Funktionsprüfstand (hydraulische Strecke) bei einem Funktionsmuster, dass die gewünschte partielle Geschwindigkeitsreduzierung beim Rückhub erreicht werden kann. Abschließend werden noch Probleme, die bei der druckgesteuerten Begrenzung der Kupplungsschließgeschwindigkeit auftreten können, angesprochen und mögliche Lösungsvorschläge gegeben.

25

Einige Fahrzeuge lassen sich schwer anfahren, welches mit der Auslegung von Motoren auf Verringerung von Verbrauch und Verbesserung des Abgasverhaltens zusammenhängen kann.

30

- Beispielsweise haben kleinvolumige Motoren u.U. hohe Maximalmomente, welches hohe Kupplungsmomente und -kräfte erfordert, aber nur geringe Momente im Leerlauf. Dazu kommen lange Achsübersetzungen, die die auf die Getriebeeingangswelle reduzierte Fahrzeugmasse stark erhöht. Motorseitige
- 5 Schwungmassen werden ebenso wie auch die Leerlaufdrehzahlen reduziert.

Um die daraus für das Anfahrverhalten entstehenden Nachteile zu reduzieren, werden unterschiedliche Maßnahmen vorgeschlagen. Insbesondere können Veränderungen am Ausrücksystem vorgesehen werden, wodurch ein verbessertes Anfahrverhalten ermöglicht werden kann.

10

- Eine Möglichkeit, die Einkuppelarbeit zu vereinfachen, wird in Figur 11 angedeutet. Dort sind der Druck und das übertragbare Kupplungsmoment über dem Ausrückweg aufgetragen. Innerhalb eines bestimmten Bereichs soll das Mo-
- 15 ment an der Kupplung aufgebaut werden, ohne dass die Drehzahl des Motors zu stark absinkt.

Der interessante Bereich des Momentenaufbaus ist durch einen Rahmen in Figur 11 hervorgehoben. In diesem Bereich sollte der Fahrer das Pedal sehr langsam bewegen, um die Kupplungsschließgeschwindigkeit zu reduzieren. Insbesondere in diesem Bereich sollen auch die beschriebenen Methoden wirken, um dem Fahrer das Anfahren zu erleichtern und z. B. das Abwürgen des Motors zu verhindern.

20

- 25 In Figur 12 wird das gewünschte Verhalten über der Zeit dargestellt. Der Gerberzylinder (GZ) fährt einen Vollhub, der Nehmerzylinder (NZ) folgt und das Moment wird durch das Öffnen der Kupplung bis auf Null abgebaut. Nach kurzer Zeit (beispielsweise Gang einlegen) schließt der Fahrer die Kupplung, indem er den Weg am GZ wieder zurücknimmt. Der NZ folgt der Rückwärtsbe-

wegung bis zum Beginn des Momentenaufbaus. Dort (und nur dort) soll das zu entwickelnde System die Schließgeschwindigkeit und damit den weiteren Momentenaufbau reduzieren. In Figur 12 ist diese Stelle durch den Knick im Ausrückweg angedeutet.

5

Durch diesen Knick verschiebt sich das weitere Schließen der Kupplung um einen bestimmten Betrag, dadurch ist die Kupplung auch erst nach dieser Zeit nach Überfahren der Schnüffelbohrung vollständig geschlossen. Durch diesen Eingriff in das Ausrücksystem tritt in vorteilhafter Weise kein Momentensprung auf.

10

Besonders vorteilhaft ist die Verwendung eines elektronischen Kupplungsmanagements EKM, da dort die Funktion vom Aktor übernommen wird. Zudem kann durch die Auswertung zahlreicher Fahrzustandsparameter der Kuppelvorgang sehr genau auf die jeweils vorherrschende Situation abgestimmt werden.

15

Es ist auch denkbar, dass eine Methode für hydraulische Ausrückssysteme vorgesehen werden, bei der die Kupplungsschließgeschwindigkeit z.B. druckgesteuert eingestellt wird. Folgende Punkte sollten hierbei beachtet werden:

20

- Wirksamkeit nur beim Rückhub (Kupplung schließen)
- Die gesamte Einkuppelzeit soll nicht wesentlich verlängert werden. Es ist also eine Beschränkung auf den Bereich des ersten Momentenaufbaus notwendig.
- 25 • Es sollen nach Möglichkeit keine Abhängigkeiten von Temperatur oder anderen Parametern (z.B. Kupplungsverschleiß) entstehen.
- Der Fahrer soll möglichst nichts merken.

- Der prinzipielle Aufbau des Ausrücksystems mit druckgesteuertem Ventil zur partiellen Begrenzung der Kupplungsschließgeschwindigkeit ist in Figur 13 dargestellt. Dabei wird ein prinzipieller Aufbau eines Ausrücksystems mit Druckgesteuertem Ventil (Druckminderventil) zur partiellen Begrenzung der Kupplungsschließgeschwindigkeit angedeutet.

- Wird die Kupplung ausgerückt, strömt über das Rückschlagventil das Fluid ungehindert vom Geberzylinder zum Nehmerzylinder. Beim Rückhub geht das Rückschlagventil in seine Sperrstellung. Das Fluid strömt ungehindert durch das Druckminderventil. Oberhalb eines NZ-Drucks, der sich aus der Kraft der Ventillfeder und den Flächenverhältnissen des Kolbens im Ventil ergibt, schaltet das Ventil in seine Sperrstellung, wie in Figur 14 angedeutet.

- Das Fluid kann nur noch über die Blende abfließen und die Schließgeschwindigkeit der Kupplung verringert sich. Fällt der Druck am NZ unterhalb eines Drucks, der sich aus der Kraft der Ventillfeder und den Flächenverhältnissen des Kolbens im Ventil ergibt, öffnet das Ventil wieder. Das Fluid kann nun wieder ungehindert strömen.

- Im folgenden wird die Wirkungsweise des Druckminderventils und die Anforderungen an die Blende genauer beschrieben. Zur Untersuchung der Funktionalität des Systems kann ein Ventil vorgesehen werden, dessen prinzipieller Aufbau in Figur 15 dargestellt ist.

- Das Ventil kann z.B. als Sitzventil ausgeführt sein. Folgendes Kräftegleichgewicht gilt am Kolben (Reibung am Dichtelement vernachlässigt):

$$p_{NZ} \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2 + p_{GZ} \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) = 10 \cdot F_{\text{Feder}} \quad (1)$$

Hierbei ist: p_{NZ} : Druck am NZ-seitigem Abgang des Ventils [bar]

p_{GZ} : Druck am GZ-seitigem Abgang des Ventils [bar]
(p_{GZ} bzw. $p_{NZ} = 0$ bei Atmosphärendruck)

d_1 bzw. d_2 : siehe Figur 15 [mm]

F_{Feder} : Federkraft der Druckfeder im Ventil [N]

- 5 Wenn das Ventil schließt, ist $p_{NZ} = p_{GZ}$. Nach der vorgenannten Gleichung (1) ergibt sich ein nehmerzylinderseitiger Schließdruck von:

$$p_{NZ, \text{schließen}} = \frac{40 \cdot F_{Feder}}{\pi \cdot d_2^2}$$

Beim Öffnen des Ventils ist $p_{NZ} \neq p_{GZ}$. Der nehmerzylinderseitige Öffnungsdruck beträgt nach vorgenannter Gl. (1):

10

$$p_{NZ, \text{öffnen}} = \frac{40 \cdot F_{Feder}}{\pi \cdot d_1^2} + p_{GZ} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right)$$

Durch Variation des d_2/d_1 -Verhältnisses kann das $p_{NZ, \text{schließt}}/p_{NZ, \text{öffnet}}$ -Verhältnis folgendermaßen beeinflusst werden:

$$d_2 < d_1 \Rightarrow p_{NZ, \text{schließt}} < p_{NZ, \text{öffnet}}$$

$$d_2 = d_1 \Rightarrow p_{NZ, \text{schließt}} = p_{NZ, \text{öffnet}}$$

15

$$d_2 > d_1 \Rightarrow p_{NZ, \text{schließt}} > p_{NZ, \text{öffnet}}$$

Beim Schließen des Ventils fällt p_{GZ} schlagartig ab und steigt beim Öffnen wieder an. Diese Sprünge der Druckdifferenz zwischen p_{GZ} und p_{NZ} bewirken bei $d_2 > d_1$ Kräfte entgegen der Bewegungsrichtung des Kolben. D.h. bei $d_2 > d_1$ arbeitet das Ventil bei hinreichend großem d_2/d_1 und hinreichend kleiner Schalthysterese instabil.

20

Ist $d_2 = d_1$ verursachen Drucksprünge von p_{GZ} keine Kräfte auf den Kolben. Das Verhalten ist neutral.

Für $d_2 < d_1$ wirken die Drucksprünge zwischen p_{GZ} und p_{NZ} in Richtung der Kolbenbewegung. Sie haben einen Selbstverstärkungseffekt. Das System arbeitet stabil.

- 5 Bei einer Blende ist der Durchflusswiderstand proportional zum Quadrat des Volumenstroms und temperaturunabhängig. Der Druckabfall aufgrund der Durchflusswiderstände ergibt sich bei einer laminaren Strömung aus:

$$\Delta p = k_{\text{Blende}} \cdot \rho \cdot (i \cdot v_K \cdot A_{NZ})^2 \cdot 10^{-2} \quad [\text{bar}] \quad (2)$$

Hierbei ist:

- 10 ρ : Dichte des Fluids $[\text{kg/mm}^3]$ (ATF-DOT4: $1,075 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$)

k_{Blende} : Konstante in die die Geometrie der durchströmten Blende einfließt

$$k_{\text{Blende}} = \frac{8}{(\pi \cdot d^2 \cdot \alpha_K)^2} \quad [\text{mm}^{-4}] \quad (\alpha_K = \text{Kontraktionskoeffizient; } d = \text{Blendendurchmesser } [\text{mm}])$$

i : Übersetzungsverhältnis zwischen NZ und Ausrücklager

v_K : Schließgeschwindigkeit der Kupplung $[\text{mm/s}]$

- 15 A_{NZ} : Kolbenfläche NZ $[\text{mm}^2]$

Das Zusammenspiel von Durchflusswiderstand und Schließgeschwindigkeit der Kupplung soll anhand eines Beispiels näher betrachtet werden:

- 20 Bei einem hydraulischen Ausrücksystem drückt die Kupplung in dem Bereich, in dem nur die Blende wirksam ist, beim Rückhub mit einer Kraft von $F_K=450\text{N}$ auf das Ausrücklager. Zwei Fälle sollen nun betrachtet werden.

Fall 1: Die Kolbenfläche des Zentralausrücker beträgt $A_{NZ,1}=380\text{mm}^2$.

- 25 Fall 2: Die Kolbenfläche des Zentralausrücker beträgt $A_{NZ,2}=585\text{mm}^2$.

In beiden Fällen sei im betrachteten Bereich die Reibung der Zentralausrücker etwa gleich $R_{NZ}=50\text{N}$. Der jeweilige Geberzylinder beider Systeme besitzt ein Nachsaugventil. Wenn nur die Blenden durchströmt werden, saugt der Geberzylinder nach, d.h. am Geberzylinder herrscht Atmosphärendruck. Folgende Druckabfälle ergeben sich an der Blende:

Fall 1: $\Delta p = (F_K - R_{NZ}) / A_{NZ,1} \cdot 10 = 10,5\text{bar}$

Fall 2: $\Delta p = (F_K - R_{NZ}) / A_{NZ,2} \cdot 10 = 6,8\text{bar}$

10 Nach Gleichung (2) ergibt sich für die Schließgeschwindigkeit der Kupplung:

Fall 1: $v_K = \sqrt{\frac{6764}{k_{\text{Blende}} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^2}}$

Fall 2: $v_K = \sqrt{\frac{1848}{k_{\text{Blende}} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{s}^2}}$

15 In Figur 16 sind für die Blendendurchmesser Werte von $d=0,3\text{mm}$ ($k_{\text{Blende}}=100/\text{mm}^4$), $d=0,5\text{mm}$ ($k_{\text{Blende}}=13/\text{mm}^4$) und $d=0,7\text{mm}$ ($k_{\text{Blende}}=3,4/\text{mm}^4$) dargestellt. Daraus ergibt sich, wieviele Blenden in Reihe geschaltet werden müssen, um eine bestimmte Schließgeschwindigkeit der Kupplung zu realisieren.

20 Somit zeigt Figur 16 insbesondere den Einfluss der Anzahl in Reihe geschalteter Blenden mit 0,3mm, 0,5mm und 0,7mm Blendendurchmesser auf die Schließgeschwindigkeit der Kupplung. Um kleine Schließgeschwindigkeiten zu realisieren, können vorzugsweise folgende Möglichkeiten vorgesehen werden:

- Kleine Blendendurchmesser (wobei fertigungsbedingt Grenzen gesetzt sind).

- Reihenschaltung mehrerer Blenden, wobei zu beachten ist, dass ab einer bestimmten Blendenzahl kaum noch eine Zunahme der Durchflußwiderstände zu beobachten ist (Anzahl der Blenden proportional zu $1/v_K^2$).
- Große Volumenströme und kleines Druckniveau durch große NZ-Kolbenfläche und bei semihydraulischen Systemen großes Übersetzungsverhältnis zwischen NZ und Ausrücklager erzeugen.

Es kann z.B. ein Druckminderventil vorgesehen werden, wobei die Kolbenfläche des Geberzylinders 198mm^2 und die Kolbenfläche des Zentralausrückers 380mm^2 beträgt. Das Druckminderventil ist derart ausgelegt, dass $d_1 = d_2 = 13\text{ mm}$ (s. Figur 15) ist. Parallel zum Druckminderventil liegen drei in Reihe geschaltete Blenden mit Blendendurchmesser $0,3\text{ mm}$.

In Figur 17 sind die Drücke p_{GZ} und p_{NZ} über dem Ausrückweg und dem GZ-Weg s_{GZ} bzw. dem Ausrückweg s_{AL} über der Zeit bei einer GZ-Schließgeschwindigkeit von 50mm/s aufgetragen. Es wird der Druck am GZ und NZ in Abhängigkeit vom Ausrückweg und GZ-Weg bzw. Ausrückweg über der Zeit bei einer GZ-Schließgeschwindigkeit von 50mm/s dargestellt.

Die Schließgeschwindigkeit der Kupplung wird im Bereich, in dem das Ventil geschlossen ist, von 25mm/s auf $4,4\text{mm/s}$ reduziert. In diesem Bereich wird Fluid über das Nachsaugventil nachgesaugt ($p_{GZ} \approx 0$). Das nachgesaugte Fluid wird von der Kupplung nach Überfahren der Schnüffelbohrung wieder aus dem System gedrückt.

In Figur 18 wird dargestellt, wie sich aufgrund der Schaltzeit des Ventils der Ausrückweg, ab welchem sich das Druckminderventil schließt, mit zunehmender Schließgeschwindigkeit des Geberzylinder etwas verringert. Der Ausrück-

weg, bei dem das Ventil schließt, ist unabhängig von der Schließgeschwindigkeit.

5 Es hat sich gezeigt, dass das Druckminderventil oberhalb seines Schließdrucks zu Schwingungen angeregt wird, d.h. es schließt und öffnet sich mehrfach bis zum Erreichen seines Schließdrucks. Hierbei spielt es keine Rolle, ob die Strecke zwischen dem Ventil und dem Zentralausrücker kurz oder lang ist und ob die lange Strecke nur aus Metalleitung oder aus einem Schlauch- und einer Metalleitung besteht. Erst als ein Dämpfer (Steifigkeit: 0,18bar/mm³) vor den nehmerzylinderseitigen Abgang des Ventils geschaltet wird, können die Schwin-
10 gungen vermieden werden (siehe Figur 19).

In Figur 19 wird der Druck beim Rückhub am geberzylinderseitigem bzw. nehmerzylinderseitigem Abgang des Druckminderventils in Abhängigkeit
15 vom Ausrückweg für die beiden Fälle ohne und mit Dämpfer am nehmerzylinderseitigem Abgang (GZ- Schließgeschwindigkeit 120/mms) dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass beim Schließen des Ventils nehmerzylinderseitig kurzzeitig eine Druckerhöhung auftritt, die die Kupplung sogar ein kleines Stück in Richtung öffnen drückt. Ohne Dämpfer ist diese Druckerhöhung
20 wesentlich ausgeprägter, welches zu einem anschließenden Druckeinbruch führt. Dieser Druckeinbruch ist so groß, dass das Ventil wieder öffnet. Beim System mit Dämpfer ist die Druckschwingung abgeschwächt und wird schnell abgebaut.

25 Grundsätzlich wird das Aufpumpen des Ausrücksystems durch die vorgeschlagene Einrichtung begünstigt (Der Geber saugt bei jeder Betätigung nach). Es besteht aber die Möglichkeit, diesen Vorgang abzuschwächen, wenn das Nachsaugventil entfernt wird (Achtung, Pedal-Rückholfeder muß entsprechend stärker dimensioniert werden, um den GZ-Kolben auch bei Unterdruck hinter die
30 Schnüffelbohrung SB zu ziehen). Um die Auswirkung des Aufpumpens (Zerstö-

rung des Nehmerzylinders, oder der Kupplung) zu vermeiden, ist eine Ausrückwegbegrenzung sinnvoll.

Der Druck, bei dem das Ventil schließt und öffnet, kann fest eingestellt werden.

- 5 Dies bedeutet, dass der Druckverlauf beim Rückhub möglichst gleichbleibend sein sollte.

10 In Figur 20 wird gezeigt, dass ein starker Abfall des Druckniveaus dazu führen kann, dass das Ventil nicht schließt, weil der Schließdruck z.B. aufgrund derartiger Hysterese nicht mehr erreicht wird.

Der Druckverlauf kann von folgenden Einflussfaktoren beeinflusst werden:

- Kupplungskennlinie
- Reibung der Kupplung
- 15 • beim semihydraulischen System Reibung der mechanischen Komponenten zwischen NZ und Ausrücklager
- Reibung NZ
- Fluidreibung zwischen Druckminderventil und NZ

- 20 Insbesondere an diese Einflussfaktoren können folgende Anforderungen gestellt werden:

- geringe Fertigungsstreuungen der Funktionalitäten
- geringe Veränderung über die Lebensdauer
- geringe Änderung aufgrund von Umgebungseinflüssen (z.B. Temperatur)

25

Um den Verlauf der Ausrückkraft über der Lebensdauer konstant zu halten, kann z.B. eine SAC-Kupplung verwendet werden. Um die Fluidreibung (be-

sonders bei tiefen Umgebungstemperaturen) klein zu halten, sollte das Ventil möglichst nahe am Nehmerzylinder liegen.

Wenn das Minimum der Ausrückkraft klein gehalten und das Maximum angehoben (großer Drop Off) wird, kann das Ventil auch noch bei größerem Absinken des Drucks (s. Figur 21) schalten. Somit wird in Figur 21 eine Vergrößerung des zulässigen Absinkens des Druckes beim Rückhub aufgrund einer Vergrößerung des sogenannten Drop off's dargestellt.

10 Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, welche z.B. eine Servounterstützung des Kupplungspedals vorsieht.

Zur Betätigung von Kupplungen für sehr große Motormomente kann eine Servounterstützung des Kupplungspedals vorteilhaft sein, um die Ausrückkraft geeignet zu reduzieren. Es könnte z.B. vorgesehen sein, dass bei einem elektro-
15 nischen Kupplungsmanagement (EKM) mit einem elektromotorischen Aktor ein elektromotorischer Kupplungsservo verwendet wird.

Im dem Kupplungsservoaktor kann der E-Motor z.B. mittels einer Rutschkupplung an das Ausrücksystem gekoppelt sein. Dieser kann parallel zum Pedal des Fahrers wirken. Die im Ausrücksystem als Reaktion auf die Kupplungsbetätigung wirkende Kraft kann sensiert und dazu eine proportionale Kraft als Anpresskraft in der Rutschkupplung eingestellt werden. Damit ergibt sich eine ebenfalls zur Ausrückkraft proportionale Reibkraft im Servoaktor, die den Aus-
25 rückvorgang unterstützt. Dies bedeutet, dass der E-Motor sich schneller drehen sollte, als wenn dieser starr angekoppelt wäre.

Das Kraftsignal kann z.B.:

- direkt aus dem Druck eines hydraulischen Ausrücksystems erfasst und in die Rutschkupplung eingeleitet werden, und/oder
- mittels eines Kraftsensors in ein elektrisches Signal gewandelt und einem elektrischen Hilfsaktor zur Betätigung der Rutschkupplung zugeführt werden.

5

Diese Möglichkeit wird in Figur 22 veranschaulicht, wo die Ausrückkraftkennlinie und die Servokraft über dem Ausrückweg aufgetragen sind. Ausführungsbeispiele und darauf angewandte Gleichungen, welche den Zusammenhang von Ausrückkraft und Servokraft beschreiben, werden im weiteren Verlauf behandelt.

10

Die schlupfende Ankoppelung des Servomotors bietet den Vorteil, dass das System robust gegenüber Regelungseinflüssen ist, d.h. Abweichungen bei der Lage- bzw. Geschwindigkeitsregelung des E-Motors stören nicht, weil, solange die Rutschkupplung schlupft, die Servounterstützung proportional an die Ausrückkraft gekoppelt sein kann.

15

In Figur 23 ist ein Ausrücksystem mit hydr. Strecke dargestellt, wobei ein Servo auf das Pedal wirken kann. Dabei zeigt Figur 23 beispielhaft, wie der Kupplungsservo bei einem hydraulischen Ausrücksystem an das Kupplungspedal angebunden sein könnte. Es sind bei dem Ausrücksystem ein Kupplungspedal (1), ein Geberzylinder (2), eine Leitung (3) und ein Nehmerzylinder (4) vorhanden. Der Servoaktor (5) mit elektromotorischem Antrieb (6) ist nun durch eine Druckleitung (7) mit der hydraulischen Strecke (3) und durch einen mechanischen Abtrieb (8) mit dem Pedal (1) verbunden. Die notwendige Pedalwegsensierung (9) kann somit im Servoaktor (5) erfolgen. Die Steuer- und Leistungselektronik (10) ist in vorteilhafter Weise im Servoaktor integriert. Vom Fahrzeug her wird der Servoaktor über einen Kabelanschluss (11) mit elektrischer Energie versorgt. Der Fluidausgleich erfolgt auch für die Verzweigung (7)

20

25

30

zum Servoaktor (6) über eine Nachlaufleitung (12) und einen Nachlaufbehälter (13) am Geberzylinder (2).

Die wesentlichen Elemente des Aktorinnenaufbaus werden in Figur 24 gezeigt.

- 5 Der Antrieb erfolgt durch den E-Motor (1), welcher gleichzeitig mit dem Steuer- und Leistungselektronikmodul (2) ausgestattet ist. Weiterhin verfügt er über einen Inkrementalsensor (3) zur Drehrichtungs- und Drehzahl- bzw. Positionserkennung. Im gezeigten Beispiel wird mittels einer Schnecke (4) ein Schneckenrad (5) angetrieben, welches auf einer im Gehäuse fixierten Achse (6) gelagert ist. Das Schneckenrad ist mit einem Reibbelag (7) versehen. Der Gegenreibbelag (8) befindet sich auf dem Abtriebselement (9) des Aktors, wobei hier ein Ritzel dargestellt ist. Die Anpressung der Reibbeläge erfolgt mittels des Fluids des hydraulischen Ausrücksystems, welches über einen Druckanschluss (10) in einen Hydraulikzylinder (11) gelangt und dort auf einen verschiebbaren Kolben (12) wirkt. Dieser Kolben muss leakagefrei gedichtet sein (13). Eventuell sorgt eine Vorlastfeder (14) dafür, dass die Reibbeläge (7, 8) in jeder Situation anliegen. Die inneren Kräfte dieses Systems werden über Lager (15, 16), vorzugsweise Axialwälzlager, am Gehäuse abgestützt. Das Innere des Servoaktors wird durch eine weitere Dichtung (17) vor Schmutz und Feuchtigkeit geschützt.

Der Zusammenhang von Ausrückkraft und Servokraft kann für dieses System durch folgende Gleichungen beschrieben werden:

$$F_{Servo} = \frac{ds_{Kupplung}}{d\varphi_{Servo}} M_{ReibServo}$$

25 mit

$$M_{ReibServo} = \mu \cdot p_{ASystem} \cdot A_{Servo} \cdot R_{Reib}$$

und

$$p_{ASystem} = \frac{F_{Kupplung}}{A_{Nehmerzyl}}$$

Also gilt:

$$F_{Servo} = F_{Kupplung} \left(\frac{ds_{Kupplung}}{d\varphi_{Servo}} \cdot \mu \cdot \frac{A_{Servo}}{A_{Nehmerzyl}} \cdot R_{Reib} \right)$$

Bedeutung der Variablen:

- | | | |
|----|--|--|
| 5 | F_{Servo} | Servokraft bei Kupplungsbetätigung |
| | $F_{Kupplung}$ | Ausrückkraft der Kupplung |
| | $M_{ReibServo}$ | Reibmoment in der Rutschkupplung des Servoaktors |
| | R_{Reib} | Reibradius der Rutschkupplung im Servoaktor |
| | μ | Reibwert der Rutschkupplung im Servoaktor |
| 10 | A_{Servo} | Fläche des Hydraulikkolbens im Servoaktor |
| | $A_{Nehmerzyl}$ | Fläche des Hydraulikkolbens im Nehmerzylinder |
| | $p_{ASystem}$ | Druck im Ausrücksystem |
| | $\frac{ds_{Kupplung}}{d\varphi_{Servo}}$ | Übersetzung Rutschkupplung Servoaktor zu Ausrückla- |

ger

15

Wenn das Schneckengetriebe selbsthemmend ist, kann bei geöffneter Kupplung das Haltemoment (Servo-Haltekraft) auch ohne Dauerbestromung aufrecht erhalten werden.

20 Das hier vorgeschlagene System hat außerdem folgende Vorteile:

- Es ist kein elektrischer Kraftsensor notwendig.
- Der Pedalweg kann mittels eines im Servoaktor integrierten Sensors am Aktorabtrieb gemessen werden.

- Es genügt eine sehr einfache Regelungselektronik, die nur den Pedalweg und den Sensor des E-Motors auswertet.
- Der Servoaktor muss nicht direkt am Getriebe befestigt werden.
- Semihydraulisches Ausrücksystem und Zentralausrücker sind möglich.

Im Falle eines Notlaufes, d.h. bei Ausfall des Servomotors, kann durch die Reibung in der Rutschkupplung die Pedalkraft beim Ausrückvorgang erheblich erhöhen werden, und zwar über die Ausrückkraft der Kupplung hinaus. Durch einen Hilfsaktor kann das Anlegen der Rutschkupplung verhindert werden.

Eine Möglichkeit stellt der Einsatz eines Ventils (1) in der Druckleitung (2) zum Servoaktor (3) dar, vgl. Figur 25. Die beiden anderen Abgänge der Hydraulikleitung führen zu dem Geberzylinder (4) und zu dem Nehmerzylinder (5).

Das Ventil kann z.B. nur in folgenden Situationen geöffnet werden:

- Kurzzeitiger Volumenausgleich im Servoaktor bei geschlossener Kupplung
- Bei Kupplungsbetätigung, falls der Servomotor funktionsfähig ist.

Die notwendige Diagnose des Servomotors ist bei geschlossener Kupplung gut möglich, indem der Motor kurzzeitig bestromt und die Reaktion der Inkrementalsensoren ausgewertet wird. Der Verfahrensweg ist dabei so klein, dass weder die Momentenübertragung der Kupplung beeinträchtigt wird, noch der Fahrer einen Pedalweg wahrnehmen kann.

In Figur 26 ist ein semihydraulisches Ausrücksystem dargestellt, wobei der Servo auf eine Ausrückgabel wirkt. Das in Figur 26 gezeigte System unterscheidet sich von dem in Figur 23 dargestellten System insbesondere in folgenden Punkten:

- 5
- Der Abtrieb (8) des Servoaktors wirkt auf die Ausrückgabel (14) mit Ausrücklager (15).
 - Der Pedalweg wird über einen Pedalwegsensord (9) erfasst und über ein Kabel (16) an die, auch hier vorzugsweise im Aktor integrierte, Steuerelektronik (10) übermittelt.

Eine einfache Betätigungsstrategie wird in Figur 27 beispielhaft vorgestellt. Sie beruht auf der Auswertung des Pedalwegsensors (Weg s_{Pedal} und Geschwindigkeit v_{Pedal} durch Zeitableitung) und leitet daraus eine Sollgeschwindigkeit v_{Servo} für den Servomotor ab.

- 15
- Bei unbetätigtem Pedal ($s_{\text{Pedal}} = 0$) soll auch der Servomotor stehen.
 - Bei Betätigung des Pedals in Richtung Kupplung öffnen ($v_{\text{Pedal}} > 0$) soll der Servomotor schneller drehen als es der Pedalgeschwindigkeit entspricht, damit die Reibkraft den Ausrückvorgang unterstützt.

(Anmerkung: Zu Beginn verschafft der Leerweg bis zum Verschließen der Schnüffelbohrung und der langsame Kraftaufbau dem E-Motor Zeit zum Hochlaufen, bis dann die Servounterstützung spürbar wirkt.)

- 25
- Beim Halten der Ausrückposition bzw. bei langsamer Rückwärtsbewegung ($v_{\text{Pedal}} \geq -v_1$) soll der Servomotor stillstehen oder sich ganz langsam ($v_{\text{Servo}} = \epsilon$) in Richtung Kupplung öffnen bewegen.

- Beim schnellen Schließen der Kupplung ($v_{\text{Pedal}} < v_1$) soll sich der Servoaktor langsamer als das Pedal in Richtung schließen bewegen. Damit bleibt die Servounterstützung auch beim Schließen der Kupplung erhalten und gleichzeitig wird mit der Drehzahldifferenz auch der Energieeintrag in die Rutschkupplung minimiert.

5

In den Figuren 28 bis 31 sind weitere mögliche Ausgestaltungen eines Kupplungsservos angedeutet.

10

Nachfolgend werden gemäß einer weiteren Ausgestaltung der hier vorgestellten Erfindung insbesondere Maßnahmen zum Vermeiden eines Aufpumpens der Übertragungsstrecke bei einem Aktor vorgeschlagen.

15

Es hat sich gezeigt, dass Druckverluste in der Übertragungsstrecke meist stark von der Viskosität und damit von der Temperatur von der Fluidsäule abhängen. Ein Aufpumpen der Übertragungsstrecke kann über das Nachsaugventil im Geberzylinder erfolgen und kann somit die Kupplungssteuerung und eventuell auch die Betätigung des Zentralausrückers beeinflussen.

20

Um ein Aufpumpen der Übertragungsstrecke zu vermeiden, kann z.B. vorgesehen sein, dass die Momentennachführung bei einer vorbestimmten Temperatur abgeschaltet wird. Vorzugsweise kann bei einer Außentemperatur von weniger als minus 15° Celsius die Momentennachführung beendet werden. Dabei hat sich gezeigt, dass eventuelle Längenänderungen durch den anschließenden Schnüffelvorgang sofort wieder kompensiert werden. Diese Strategie kann allerdings nur durchgeführt werden, wenn entsprechende Temperatursignale zur Verfügung stehen. Beispielsweise können diese Tem-

25

peratursignale in dem sogenannten CAN-BUS abgelegt werden. Die Temperaturgrenze, bei der die Momentennachführung eventuell abgeschaltet werden kann, ist stark abhängig von der Auslegung der Übertragungsstrecke und der Kupplung.

5

Ein grundsätzlicher Verzicht sollte allerdings nicht angestrebt werden, wie durch die folgende Rechnung gezeigt wird:

Druckabfall in der Leitung = Durchflusswiderstand * Volumenstrom

wobei gilt:

10 Durchflusswiderstand = Viskosität * Konstante

Die durchströmten Komponenten stellen eine Drossel und/oder Blende dar. Der Druckabfall aufgrund der Durchflusswiderstände ergibt sich bei einer laminaren Strömung aus:

15

$$\Delta p = (k_{\text{Drossel}} \cdot v \cdot \dot{V} + k_{\text{Blende}} \cdot \dot{V}^2) \cdot \rho \quad [\text{bar}/100]$$

Hierbei ist:

\dot{V} : Volumenstrom [mm^3/s]

20 ρ : Dichte des Fluids [kg/mm^3]

v : kinematische Zähigkeit des Fluids [mm^2/s]

k_{Drossel} : Konstante in die die Geometrie des durchströmten Drosselbereichs einfließt

25 k_{Blende} : Konstante in die die Geometrie des durchströmten Blendenbereichs einfließt

Für eine sehr kurze Kupplungsleitung ohne Blendencharakteristik ergeben sich für -20°C beispielsweise folgende Werte:

Grenzwert $K_{\text{Drossel}} = \text{maximal } 70\text{mm}^{-3}$

Voumenstrom maximal $40000\text{mm}^3/\text{s}$

5 Zähigkeit des Fluids ca. $200\text{mm}^2/\text{s}$

Dichte des Fluids ca. $1,075 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

10 Aus der Rechnung ergeben sich alleine für die Kupplungsleitung Druckverluste von ca. 6 bar. Dieser Wert überschreitet die zulässige Grenze, die je nach Kupplungsauslegung im Bereich von ca. 4,5 bar liegt. Im konkreten Fall müssen noch die Durchflusswiderstände der anderen Komponenten addiert werden. Bei der Viskosität sind mit zunehmender Wasseraufnahme, höhere Werte zu erwarten.

15 Es ergeben sich folgende Ergebnisse:

- Auf eine Abschaltung der Momentennachführung kann unabhängig von der Streckenauslegung nicht unbedingt verzichtet werden.

20 • Ein Aufpumpen führt bei einer Verwendung einer sogenannten SAC-Kupplung vor allem zu Komforteinbussen. Bei einer konventionellen Kupplung kann dagegen der Zentralausrücker zerstört oder die Kupplung beschädigt werden.

25 Demzufolge kann in vorteilhafter Weise z.B. vorgesehen werden, dass wenigstens ein, vorzugsweise im Kupplungsaktor integrierter, Temperatursensor verwendet wird. Besonders vorteilhaft ist es, wenn dabei ein sogenannter NTC-

Sensor verwendet wird. Dieser kann auch dazu verwendet werden, um die Umlufttemperatur im Bereich des Bürstenträgers zu ermitteln.

- 5 Es kann vorgesehen sein, dass dieser Sensor nach einer längeren Standzeit zumindest als Startwert die ungefähre Umlufttemperatur im Bereich des Kupplungsaktors anzeigen kann. Ein tiefer Wert kann z.B. als Hinweis auf eine niedrige Außentemperatur gewertet werden. In jedem Fall müsste auch die Nachlaufzeit verlängert werden, damit hier korrekte Informationen vorliegen. Selbstverständlich kann auch ein anderer geeigneter Sensor als Signalquelle
- 10 vorgesehen werden. Die Verwendung eines integrierten Temperatursensors hat jedoch den Vorteil, das auf zusätzliche externe Sensoren verzichtet werden kann.

- 15 Es ist auch möglich, dass die Signale von der Reibwert und/oder der Greifpunktadaption (GP-Adaption) verwendet werden. Dabei kann z.B. ein Vergleich der Momentanwerte mit den Langzeitwerten vorgesehen werden. Es hat sich gezeigt, das ein Aufpumpen der Strecke immer zu einer positiven Längenänderung führt, dies ergibt eine Verschiebung der Stellmomentenkennlinie in Richtung größerer Werte. Diese Verschiebung kann wesentlich stärker und schneller als eine Fluidausdehnung sein, und deshalb gut von einer Fluidausdehnung unterschieden werden. Demnach können schnelle und starke Verschiebungen
- 20 der Stellmomentenkennlinie in positiver Richtung ausschließlich durch ein Aufpumpen der Strecke erreicht werden.

- 25 Als weitere Signalquelle kann auch eine Anschlagserkennung als Hinweis auf ein Aufpumpen der Übertragungsstrecke verwendet werden. Es ist dabei möglich, dass die Anschlagserkennung auf eine Soll-Ist-Abweichung reagieren kann, welche der Aktor nicht ausregeln kann.

In Figur 32 ist beispielhaft eine Temperaturabhängigkeit der kinematischen Zähigkeit insbesondere von einer vorbestimmten Bremsflüssigkeit angegeben.

- 5 Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung kann eine Servo unterstützte Pedalkraftreduktion vorgesehen werden.

Es ist möglich, dass z.B. eine SAC-Kupplung zusammen mit einer geeigneten Übertotpunktfeder, zu einer wesentlichen Pedalkraftreduktion verwendet werden können. Um das Leistungsspektrum nach oben zu erweitern, kann z. B. auch ein elektromotorischer Kupplungsaktor zur servounterstützten Pedalkraftreduktion vorgeschlagen werden.

15 Zur Betätigung von Kupplungen für sehr große Motormomente, z.B. bis zu 800 Nm, kann eine Servounterstützung des Kupplungspedals vorgesehen sein. Die Ausrückkraftreduzierung der SAC Kupplung ist bei diesen Werten nicht mehr ausreichend. Es stellt sich damit auch die Frage, wie in Anlehnung an das EKM mit elektromotorischem Aktor ein elektromotorischer Kupplungsservo realisiert werden könnte.

20

Für eine Servounterstützung könnte folgende Anordnung vorgesehen werden:

Pumpe mit Druckspeicher, Regelventil und Medientrennung, Geberzylinder, Kupplungsleitung, Nehmerzylinder.

25 Die Medientrennung kann notwendig sein, weil hydraulische Ausrückssysteme mit Bremsflüssigkeit betrieben werden müssen, und diese wegen Ihrer mangelhaften Schmierwirkung für den Betrieb von Pumpen ungeeignet sind.

Es ist auch denkbar, dass ein elektromotorisch betriebener Geberzylinder (Analog zum EKM-Kupplungssteller), verwendet wird. Dies hat den Vorteil, dass nur ein Medium verwendet wird und diese Anordnung wesentlich kompakter, leichter und kostengünstiger ausgeführt werden kann.

5

Für eine Servounterstützung kann z. B. ein "clutch by wire"-System vorgesehen werden. Der Kupplungsaktor müßte dann die gesamte Arbeit zum Ausrücken der Kupplung aufbringen. Deshalb kann hier auch ein Prinzip der Arbeitsteilung vorgesehen werden, bei dem z. B. ein zweiter - das konventionelle Ausrückssystem unterstützender - Geberzylinder verwendet wird. Um die Betriebssicherheit weiter zu erhöhen, kann der zweite Geberzylinder z.B. in Reihe zu dem vorhandenen Geberzylinder geschaltet werden.

15

Für eine besonders kostengünstige Ausführung des Kupplungsaktors kann eine Reduzierung des Elektronikaufwands vorgesehen werden. Es ist möglich eine Differenzmessung des Druckes von Primärseite zu Sekundärseite durchzuführen. Bei einer Druckdifferenz größer Null kann der Aktor z. B. vorwärts, bei einer Druckdifferenz kleiner Null kann dieser z. B. rückwärts bewegt werden und bei einer Druckdifferenz gleich Null kann dieser die Position halten. Eine Wegmessung im Aktor ist nicht notwendig, denn es genügen geeignete Endschalter.

20

Für einen geeigneten Längenausgleich kann z.B. eine Schnüffelstellung vorgesehen werden. Als Signal kann z. B. ein Schalter im Kupplungspedal verwendet werden.

25

Um die Pedalkraft zu reduzieren kann ein beliebiger, z.B. zum Leitungsdruck proportionaler, Anteil durch eine Servounterstützung bereitgestellt werden. Diese Servounterstützung funktioniert ohne Medientrennung mit einem Kupplungsaktor analog zum EKM-System.

In Figur 33 ist eine Ausrückkraft- und Servokraft-Kennlinie mit Hysterese schematisch dargestellt.

- 5 In Figur 34 ist ein Servo-Ausrücksystem (clutch by wire) dargestellt, bei dem der Nehmerzylinder von einem Kupplungsaktor betätigt wird. Der Kupplungsaktor wird elektronisch durch einen Pedalwegsensoren angesteuert. Diese Anordnung erlaubt eine maximale Entkopplung von der Pedalanlage und dem Ausrücksystem. Eine geeignete Ansteuerung des Kupplungsaktors wird dabei vorgesehen.

10

In Figur 35 ist ein Kupplungsaktor in Reihe geschaltet und wird über einen Druckdifferenzsensor angesteuert. Dies entspricht einem Servo-Untersützungssystem, bei dem der Nehmerzylinder von einem herkömmlichen Geberzylinder betätigt wird. Zur Reduktion der Pedalkraft wirkt auf die Sekundärseite des Geberzylinderkolbens ein Druck, der z. B. von einem Kupplungsaktor erzeugt wird. Der Kupplungsaktor wird derart angesteuert, dass der Druckdifferenz-Sensor keinen Differenzdruck anzeigt. Über das Verhältnis der Kolbenflächen von Primärseite und Sekundärseite kann ein beliebiges Kraftverhältnis i ($F_{\text{Stößel mit Servo}} / F_{\text{Stößel ohne Servo}}$) eingestellt werden.

15

20

Folgende Funktionsweise liegt dem System zugrunde:

Fährt der Geberzylinder 1 GZ 1 nach vorne, so wird auf der Primärseite ein Druck aufgebaut. Auf der Sekundärseite entsteht ein Fehlvolumen. Der Druck sinkt hier sehr schnell auf Null. Der Sensor zeigt eine positive Druckdifferenz, welche den Aktor zu einer Vorwärtsbewegung des Geberzylinders GZ2 veranlasst. In Folge dessen steigt der Druck auf der Sekundärseite bis zum Druckausgleich und der Aktor wird gestoppt. Dieser Mechanismus gilt für jede Vorwärtsbewegung des Geberzylinder 1 GZ 1, unabhängig, ob der Druck auf der

25

Primärseite ansteigt, konstant bleibt oder fällt. Es wird auf der Sekundärseite immer ein Fehlvolumen erzeugt, das zu einer positiven Druckdifferenz führt.

5 Umgekehrt funktioniert dieser Ablauf beim Schließen der Kupplung ebenso stabil. Hier wird auf der Sekundärseite sehr schnell ein extrem hoher Druck aufgebaut, der den Drucksensor unabhängig vom Druckverhalten auf der Primärseite eindeutig ansteuert.

10 Besonders einfach kann der Kupplungsaktor gestaltet werden, wenn der Druckdifferenzsensor aus einem Kolben besteht, der in seinen beiden Endlagen jeweils einen Schalter betätigt und im druckneutralen Zustand von zwei Federn in einer Mittelstellung gehalten wird (s. Figur 36). Dort wird ein einfacher Druckdifferenzsensor mit 2 Schaltern und einer neutralen Mittelstellung gezeigt. Der
15 Aktor kann von diesen Signalen direkt angesteuert werden und folgt den Befehlen vorwärts, rückwärts und Position halten. Ebenfalls benötigt der Aktor keine interne Wegmessung, sodass zumindest ein Endschalter genügt.

20 Weil in bestimmten Situationen ein Längenausgleich in der Übertragungsstrecke unumgänglich ist, und der dargestellte Sensor keine Absolutdruckmessungen durchführen kann, könnte z. B. ein dritter Schalter vorgesehen sein, der anzeigt, wann das System drucklos gemacht werden darf. Eine vorteilhafte Möglichkeit kann zum Beispiel die Verwendung eines vorhandenen Schalters im Kupplungspedal sein.

25 Das vorgeschlagene System bietet unter anderen folgende Vorteile:

- Beliebige Pedalkraftreduktion realisierbar.
- Elektromotorischer Kupplungsaktor mit geringer Leistung verwendbar, wegen Prinzip der Arbeitsteilung.

- Wenige, einfache Sensoren notwendig (Druckdifferenz-Sensor).
 - Dynamik des Ausrücksystems beim Auskuppeln bleibt weitgehend erhalten. Wenn der Kupplungsaktor der Stellbewegung zu langsam folgt, dann steigt die Pedalkraft entsprechend, das ist aber vom Fahrer bei extrem dynamischen Aktionen subjektiv schwer nachvollziehbar.
- 5
- Dynamik des Ausrücksystems beim Einkuppeln wird durch Trägheit und Maximalgeschwindigkeit des Kupplungsaktors (integrierte Schutzfunktion) reduziert .
 - Einfache Steuerung möglich, Kupplungsaktor benötigt keine eigene Intelligenz.
- 10
- Der Fahrer kann die Kupplung auch bei Ausfall des Systems bedienen (Bedingung – Aktor steht im Nullpunkt).

Des weiteren sollte versucht werden, dass die Form der Ausrückkennlinie –
15 bezogen auf das Pedal geeignet beeinflusst und eine vollständige Entkopplung der Schwingungsübertragung/Geräuschübertragung vom Nehmerzylinder auf das Pedal erreicht wird.

20 Nachfolgend wird insbesondere ein Geberzylinder mit Parksperrfunktion für hydr. Ausrücksysteme mit zugeodrückter Kupplung beschrieben.

Für die Parkstellung wird neben der Handbremse/Feststellbremse eine zweite
Einrichtung gefordert, die als Bremse eingesetzt werden kann. In Verbindung
25 mit einer konventionellen Kupplung wird dazu das Schubmoment des Verbrennungsmotors verwendet, wobei die Kupplung im neutralen Zustand geschlossen und der 1. Gang oder der Rückwärtsgang eingelegt ist.

- Die Verwendung einer zugeführten Kupplung kann bei EKM/ASG-Systemen vorteilhaft sein. Die zugeführte Kupplung ist im unbetätigten Zustand geöffnet. In der Kombination mit einem hydraulischen Ausrücksystem (kann nur drücken und ist im neutralen Zustand drucklos) ist eine stabile Parksperrfunktion vorteilhaft. Nachfolgend wird eine Anordnung, welche die gewünschte Funktion mit einem minimalen Mehraufwand erzielt, vorgeschlagen.
- 5

Ein weggesteuertes Ventil in der Übertragungsstrecke kann in einer definierten Parkposition die hydraulische Verbindung zwischen Geber- und Nehmerzylinder unterbrechen, wobei die Übertragungsstrecke bis zur Kupplung unter Druck steht und die Kupplung geschlossen ist. Mit einem zweiten Ventil kann die Betätigungseinrichtung anschließend kraftfrei gemacht werden.

10

- Um den Aufwand zu minimieren kann das erste Ventil z. B. im Geberzylinder integriert sein und mittels der Kolbenbewegung betätigt werden. Das Ventil sollte vorzugsweise in axialer Richtung wirken.
- 15

Während des normalen Betriebs kann das erste Ventil immer geöffnet sein. Die Parkstellung ist vom normalen Betriebsbereich getrennt. Beim Übergang vom normalen Betriebsbereich in die Parkstellung können sehr hohe Drücke entstehen (bedingt durch große Toleranzen an der Kupplung und in der Übertragungsstrecke). Um Beschädigungen zu verhindern, wird das zweite Ventil verwendet, welches z. B. als Überdruckventil arbeitet.

20

- In der Parkstellung kann das erste Ventil geschlossen werden und damit der Primärraum im Geberzylinder von der Kupplungsleitung getrennt werden. Um die Betätigungseinrichtung zu entlasten, kann das zweite Ventil aufgedrückt werden und damit der Primärraum mit dem Sekundärraum verbunden werden.
- 25

- In der Parkstellung könnte z. B. die thermisch bedingte Verlängerung der Übertragungsstrecke zu einem gefährlichen Druckanstieg in der Übertragungsstrecke führen. Durch eine geeignete Auslegung kann in vorteilhafter Weise auch das erste Ventil als Überdruckventil verwendet werden. Eine robuste Funktion, insbesondere bei Verschmutzungen, kann z.B. durch die Verwendung von EPDM-Dichtungen erreicht werden.

- 10 In Figur 37 ist für eine konventionelle Kupplung der Druck und das übertragbare Moment über den Stellweg am Geberzylinder dargestellt. Die Kupplung ist im neutralen Zustand geschlossen und der 1. Gang oder der Rückwärtsgang eingelegt. Längenänderungen in der Übertragungsstrecke haben keinen Einfluss, weil diese drucklos ist und der Geberzylinder in der Schnüffelposition steht.

- 15 Aus zahlreichen Gründen ist für EKM- und ASG Anwendungen eine zugedrückte Kupplung eine interessante Alternative. Die zugedrückte Kupplung ist im neutralen Zustand geöffnet und kann deshalb kein Moment übertragen (s. Figur 38). Die Realisierung scheitert deshalb oftmals an einem fehlenden Konzept für die Parksperrfunktion, das gilt insbesondere dann, wenn die Kupplungsbetätigung mit einem hydraulischen Ausrückssystem durchgeführt werden soll.

- 20 Weil aber hydraulische Ausrückssysteme immer wieder eine notwendige Randbedingung darstellen, werden hier die Möglichkeiten für eine Kombination einer zugedrückten Kupplung mit einem hydraulischen Ausrückssystem beschrieben.

- 25 Eine einfache Ausgestaltungsmöglichkeit ist insbesondere dann möglich, wenn der Kuppungsaktor rückwärts selbsthemmend ausgeführt ist, und damit eine beliebige Stell-Position bei einem definierten Krafniveau halten kann. Die Selbsthemmung im Aktor kann jedoch u. U. den Wirkungsgrad beeinflussen.

In Figur 38 wird für eine zuge drückte Kupplung der Druck und das übertragbare Moment über den Stellweg am Geberzylinder dargestellt.

- 5 Wenn die Parksperre über eine Vorlastfeder an der Kupplung realisiert wird, sollte ausgehend von diesem Zustand, das Ausrücksystem drücken und ziehen können, wie dies auch in Figur 39 dargestellt ist. Hydraulische Ausrückssysteme und Seilzüge erfüllen diese Anforderung nicht, weil diese nur drücken oder ziehen können.

- 10 In Figur 39 ist für eine halbzuge drückte Kupplung der Druck und das zu übertragene Moment über den Stellweg am Geberzylinder dargestellt. Die Wirkkette der Übertragungsstrecke ist des weiteren in Figur 40 schematisch dargestellt.

Folgende Randbedingungen können angegeben werden:

- 15
- Die Parksperrenfunktion soll in einem Gleichgewichtszustand aktiviert bleiben, der ohne Hilfsenergie stabil bleibt.
 - Die Parksperrenfunktion soll den normalen Betrieb nicht beeinflussen.
 - Die Parksperrenfunktion soll in Verbindung mit einer zuge drückten Kupplung und jedem beliebigen Nehmerzylinder wirken.
- 20
- In der Parksperrenfunktion muss die Kupplung wenigstens das Schubmoment des Motors übertragen.
 - Das hydraulische Ausrücksystem ist dicht.

- 25 Zur Aktivierung der Parksperre kommen verschiedene Signale in Frage, die jeweils ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal zwischen der Parkstellung und dem normalen Betriebsbereich aufweisen sollten.

Signal	Betriebsbereich	Parkstellung
Volumenstrom, (in der Fluidsäule)	1200mm ³ /s bis 40000mm ³ /s	0 mm ³ /s
Stellgeschwindigkeit am Nehmerzylinder/Ausrücklager	2mm/s bis 70mm/s	0mm/s
Druck	-0.25bar bis 20bar	> 20bar
Kraft (am Ausrücklager)	80N bis 1000N	<80N oder >1000N
Position (Gz-Kolben)	0mm bis 18.9mm	> 18.9mm
Externe Signale		

Zur Aktivierung der Parksperre kann z. B. ein Ventil in der Übertragungsstrecke vorgesehen werden. Um die Einflüsse der Übertragungsstrecke z. B. durch

5. Längenänderung der Fluidsäule zu minimieren, sollte das Verhältnis von eingeschlossenem Fluidvolumen und hydraulischer Wirkfläche des Nehmerzylinders möglichst gering sein. Das Ventil sollte also möglichst nah am Nehmerzylinder platziert werden. Die Betätigung des Ventils kann entweder elektrisch, mechanisch oder hydraulisch erfolgen. Ein elektrisch betätigtes Ventil in der Übertragungsstrecke zwischen Geber und Nehmerzylinder ist in Figur 41 schematisch dargestellt.

Besonders wesentlich ist die Dichtheit von Ventil und Ausrücksystem. Im Extremfall sollte das Ausrücksystem für unbestimmte Zeit die Stellposition halten.

15. Auch unter der Langzeitwirkung eines hohen Druckes ist bei dem vorgeschlagenem System mit einem Fluidverlust nicht zu rechnen. Volumenänderungen werden vor allem durch ein Setzen der Gummielemente und eine Ausdehnung/Kontraktion der Fluidsäule auftreten. Diese sind in Ihrer Größenordnung aber kalkulierbar und können durch konstruktive Maßnahmen minimiert werden.

Eine Leckage im Ausrücksystem ist nur bei Verschmutzungen zu erwarten, wobei Sitzventile besonders empfindlich für Verschmutzungen sind. Deshalb können z.B. Elastomerdichtungen oder dergleichen verwendet werden. Es ist möglich, ein Vordruckventil (Sitzventil mit Vordruck ca. 1,5bar) als Ersatz für die

5 Vorlastfeder im Zentralausrücker vorzusehen.

Das Ventil kann z. B. derart geschaltet werden, dass die Übertragungsstrecke unterbrochen wird, wenn das Ventil nicht bestromt wird. Damit kann eine vollständige Entkopplung von der Kupplungssteuerung erreicht und in vorteilhafter

10 Weise an der Kupplung jederzeit ein beliebiges Moment „eingefroren“ werden. Gleichzeitig kann dieses Ventil auch noch Zusatzfunktionen, wie Volumenausgleich, Entlüftung etc. durchführen. Durch den Einsatz von elektrischen Ventilen in der Übertragungsstrecke kann dies auf einfachste Weise realisiert werden.

15 Die Verwendung eines elektrischen Ventils, welches stromlos die Übertragungsstrecke unterbricht, stellt eine besonders vorteilhafte Lösung dar.

Es ist auch denkbar, dass eine mechanische Betätigung (weggesteuert) verwendet wird. Eine einfache, schematische Darstellung einer weggesteuerte Betätigung ist in Figur 42 dargestellt, wobei einerseits der Betriebsbereich (Ventil

20 offen) und andererseits die Parkstellung (Ventil geschlossen) in verschiedenen Darstellungen gezeigt sind. Das Ventil wirkt in radialer Richtung und trennt den Primärraum im Geberzylinder von der Kupplungsleitung. Das Ventil wird gegen eine Federkraft durch den Kolben betätigt. Um den Betätigungsvorgang zu entlasten, wird das im Primärraum eingeschlossene und unter Druck stehende Flu-

25 idvolumen durch die Verschiebung des Kolbens expandiert, sodass der Druck fällt bis die Nachsaugfunktion aktiviert wird. Dabei ist die Trennung der Parkfunktion von der normalen Kupplungsbetätigung besonders vorteilhaft.

In Figur 43 wird der Kraftverlauf am Kolben über den Stellerweg dargestellt. Das weggesteuerte Ventil 1 arbeitet in axialer Richtung und wird in den Geberzylinder-Kolben integriert. Beim Übergang vom normalen Betriebsbereich in die Parkstellung können sehr hohe Drücke entstehen (bedingt durch große Toleranzen an der Kupplung und in der Übertragungsstrecke). Um den Druck zu begrenzen und Beschädigungen zu verhindern, wird ein Ventil 2 verwendet, das zwischen Primär- und Sekundärraum sitzt, und als Überdruckventil arbeitet. In der Parkstellung wird das Ventil 1 geschlossen und damit der Primärraum im Geberzylinder von der Kupplungsleitung getrennt. Um die Betätigungseinrichtung zu entlasten, wird das Ventil 2 mechanisch betätigt und damit der Primärraum im Geberzylinder zum Sekundärraum geöffnet. In der Parkstellung könnte z. B. die thermisch bedingte Verlängerung der Übertragungsstrecke zu einem gefährlichen Druckanstieg in der Übertragungsstrecke führen. Durch eine geeignete Auslegung wirkt auch das Ventil 1 als Überdruckventil.

Eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung ist in den Figuren 44 bis 46 schematisch angedeutet, wobei der Geberzylinder in verschiedenen Betriebsphasen dargestellt ist. In Figur 44 ist der Geberzylinder im normalen Betriebsbereich gezeigt, d.h. das Ventil 1 ist geöffnet, und das Ventil 2 ist geschlossen. In Figur 45 ist der Geberzylinder in einer Parkstellung - Phase 1 dargestellt, d.h. das Ventil 1 und das Ventil 2 sind geschlossen. In Figur 46 ist der Geberzylinder in einer Parkstellung - Phase 2 dargestellt, d.h. das Ventil 1 ist geschlossen und das Ventil 2 ist geöffnet.

In Figur 44 wird das Nachsaugventil im Geberzylinder-Kolben durch ein Überdruckventil (Ventil 2) ersetzt, die Funktion des Nachsaugventils wird in den Nutring verlegt. Im normalen Betriebsbereich ist das Überdruckventil durch eine Federvorlast geschlossen, d.h. es gibt keine störenden Beeinflussungen.

Bei einem möglichen Auslegungsbeispiel mit einer hydr. Wirkfläche A2 von etwa 4mm² kann das Ventil 2 z. B. derart eingestellt werden, dass es bei einem Druck von über 30 bar öffnet. Die Federvorlast F sollte dann nur etwa 12N betragen. Das Ventil 2 ist im normalen Betrieb (Druck 0 bis 20bar) also immer geschlossen.

Zur Aktivierung der Parksperrenfunktion, sollte der Kolben bis an den vorderen Anschlag ausgerückt werden, so dass die Verbindung zum Nehmerzylinder durch das Ventil 1 unterbrochen wird. Auf den Geberzylinderkolben wirkt der Druck in der Leitung über die Wirkfläche A1 und der Druck im Primärraum. Um die Betätigungseinrichtung zu entlasten, sollte der Druck im Primärraum reduziert werden, dazu kann der Kolben weiter in Richtung öffnen verschoben werden. Zunächst steigt der Druck im Primärraum schnell an, spätestens jetzt wird die Ansprechschwelle des Druckbegrenzungsventils erreicht und der Druck bleibt konstant bis das Ventil 2 mechanisch geöffnet wird. Der Druck im Primärraum fällt dann auf Atmosphärendruck, sodass auf den Kolben nur noch eine sehr geringe Kraft wirkt, die sich durch die Wirkfläche A1 und den in der Leitung wirkenden Druck ergibt (Beispiel 20bar x 3mm² / 10 = 6N). Wenn sich diese Kraft durch einen Druckanstieg in der Leitung erhöht und die an der Feder voreingestellte Kraftschwelle überschreitet, kann sich das Ventil 1 kurzfristig öffnen und der Druck wieder abgebaut werden.

Dabei können sich insbesondere folgende Vorteile ergeben:

- Alle Ventile werden mit EPDM-Dichtungen ausgeführt, damit erhöht sich die Funktionssicherheit bei Verschmutzungen.
- Wenn Ventil 1 in axialer Richtung wirkt, genügt ein zusätzlicher Stellweg für die Parkfunktion von ca. 1mm, um alle Funktionen darzustellen.

- Die gezeigte Ausgestaltung hat keine Nachteile auf andere Funktionen, wie z. B. Entlüftung, Vakuumbefüllbarkeit, Reibungseigenschaften, Volumenausgleich, Volumenaufnahme etc.
- Eine Erwärmung der Fluidsäule kann vermieden werden, sodass es zu keinem Druckanstieg und zu keiner Zerstörung des Ausrücksystems kommt.
- Starke Streuungen bezüglich des Druck/Kraftniveaus in der Parkstellung können verhindert werden.
- Ungewollte Stellbewegung am Nehmerzylinder werden vermieden.
- Einfacher Aufbau
- Der Kuppungsaktor weist einen vorteilhaft geringen Stellbereich zur Aktivierung der Parkfunktion auf.

Die Funktion des Ausrücksystems wird auch unter Extrembedingungen ermöglicht. Bei einer Fluidausdehnung wird der Druck im Ausrücksystem ansteigen, bis das Druckbegrenzungsventil geöffnet wird. Bei einer Fluidkontraktion öffnet sich die Kupplung selbständig, hier muss durch eine geeignete Volumenauslegung ein ausreichender Sicherheitsabstand vorgesehen sein. Eine Stellbewegung an der Kupplung ist unbedeutend, solange das Schubmoment des Motors übertragen werden kann. Eine hydraulische Betätigung des Ventils kann zum Beispiel über einen Volumenstrom oder einen Druck erfolgen. Mit dem vorgeschlagenen System kann auf besonders vorteilhafte Weise die gewünschte Funktionalität sichergestellt werden.

- Nachfolgend wird gemäß einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung eine Erkennung von Flüssigkeitsverlusten in der hydraulischen Strecke z.B. zwischen dem Geber- und dem Nehmerzylinder vorgeschlagen, um daraus resultierende gefährliche Situationen zu vermeiden.

Insbesondere bei Fahrzeugen mit einer automatisierten Kupplung und/oder mit einem automatisierten Getriebe können z.B. durch Korrosion und Beschädigungen, z.B. am Geberzylinder und/oder an der Dichtung, verursachte Flüssig-

- 5 keitsverluste bzw. Leckage vorkommen. Dies kann insbesondere dazu führen, dass die Kupplung zum Gangwechsel bzw. zum Anhalten nicht mehr vollständig geöffnet werden kann. Insbesondere wenn keine Momentennachführung vorgesehen ist, kann dadurch die Schnüffelbohrung bis zur Auslösung der Schaltabsicht geöffnet bleiben. Dieser Fehler kann bei bekannten Steuerungen nicht
- 10 erkannt werden. Der Kupplungswegsensor im Medientrenner zeigt dabei ein plausibles Signal, sodass der Sollweg entsprechend eingeregelt wird. Auch das bekannte elektronische System kann diesen Fehler nicht erkennen.

Es gibt unter anderen drei Situationen, die als äußerst gefährlich bis kritisch

15 einzustufen sind.

1. Das Fahrzeug steht, der Motor läuft, der Fahrer ist ausgestiegen und hat die Kriechfunktion über den Handbremsschalter deaktiviert. Das Fahrzeug könnte sich bei obigen Fehler selbständig in Bewegung setzen.
2. Die Kupplung kann zum Anhalten nicht richtig getrennt werden. Der Fahrer muss im schlimmsten Fall über die Betriebsbremse den Motor abwürgen.
3. Beim Schalten kann kein neuer Gang eingelegt werden oder aber die Synchronisierung wird beschädigt.

- 25 Der unter 1 genannte Fall ist sicherlich als der gefährlichste einzustufen, da keine Reaktion seitens des Fahrers möglich ist. Um diese Situation zu vermeiden, kann z.B. vorgesehen werden, dass die Steuerung in bestimmten Situationen auf Neutral geschaltet wird. Diese Situation kann z.B. vorliegen, wenn das

- Fahrzeug steht (Fahrzeuggeschwindigkeit kleiner als eine vorbestimmte Geschwindigkeit), wenn die Gangstufe gewählt ist, d.h. der Wählhebel nicht auf der Neutralstellung steht, wenn die Handbremse bzw. die Betriebsbremse betätigt wird, und/oder wenn der Zustand für bestimmte Zeit z.B. länger als 5sec.,
- 5 aktiviert wird.

Bei diesen vorbeschriebenen Situation kann bei dem ASG-System die Getriebesteuerung die Neutralstellung in vorteilhafter Weise wählen.

- 10 Eine weitere Möglichkeit kann dadurch vorgesehen werden, dass die Auswertung des Türsignals der Fahrertür verwendet wird, um dann wiederum nach einer bestimmten Zeit die Neutralstellung zu wählen. Es ist auch denkbar, dass die Funktion bei betätigter Betriebsbremse aktiviert wird.
- 15 Eine Rückkehr zur Normalfunktion kann z.B. vorgesehen werden, wenn der Fahrer im Fahrzeug erkannt wird, z.B. durch das Loslassen der Betriebsbremse insbesondere bei zweipoligem Schalter, oder wenn das Gaspedal betätigt wird. In diesem Fall wird der Gang eingelegt und es erfolgt das Anfahren bzw. An-
- 20 krieche. Ein Lösen der Handbremse sollte als zweipoliges Signal nicht zur Fahrererkennung herangezogen werden, denn ein Kabelbruch bei der Übertragungsleitung des Handbremssignals könnte somit in dieser Situation auch kein Risiko mehr darstellen.

- 25 In der Regel wird der Fahrer die Verzögerung bis zum Einlegen des Ganges kaum wahrnehmen. Es ist denkbar, dass der Wählaktor im Getriebe bereits zuvor in der Gasse vor dem ersten Gang stehen bleibt, um die Zeitverzögerung möglichst kurz zu halten. Außerdem sollte über das Display ein blinkendes „N“ angezeigt werden.

Der unter 2. genannte Fall ist als nicht so gefährlich einzustufen, da der Fahrer die Möglichkeit hat, das Fahrzeug mit der Bremse entgegen des sich aufbauenden Leerlaufreglermoments zum Stillstand zu bringen. Eine Erkennung mit
5 nachfolgendem aktiven Abschalten des Motors könnte auch durchgeführt werden. Besonders vorteilhaft ist es dabei, wenn die Funktion in die Motorsteuerung integriert wird, da diese am besten erkennt, wann über den Leerlaufregler ein Motormoment aufgebaut werden soll und mit den Informationen der Kupplungssteuerung auch in der Lage ist, den Motor aktiv auszuschalten.

10

Diese Vorgehensweise, dass der Motor aktiv ausgeschaltet wird kann vorzugsweise in der Situation vorgesehen werden, wenn die Betriebsbremse betätigt, die Kupplung den Status offen sendet, die Motordrehzahl unter der Leerlauf-
15 sollndrehzahl ist, und/oder das Moment des Leerlaufreglers erhöht wurde, insbesondere über einen vorbestimmten Grenzwert.

20

Es kann auch vorgesehen werden, dass der Motor nur dann aktiv über das EKM-Steuergerät ausgeschaltet wird, wenn bei betätigter Betriebsbremse und zu tiefer Motordrehzahl zusätzlich der Druck im Primärkreis nicht ausreichend
20 ist, um die Kupplung zu öffnen oder aber bereits ein Fehler im Lageregler erkannt wurde (unabhängig vom Motormoment).

Der unter 3. genannte Punkt führt schlimmstenfalls zum Liegenbleiben oder zu einem defekten Getriebe. Um diesen Zustand trotzdem zu überwachen, könnte
25 z.B. vorgesehen werden, dass eine geeignete Statistik bei der Synchronisierzeit geführt wird. Somit wäre zumindest ein schleichender Fehler erkennbar.

Eine weitere Ausgestaltung der hier vorgestellten Erfindung kann eine Entlüftung z.B. einer hydraulische Übertragungsstrecke bei einem EKM- oder ASG-System vorsieht.

5

Bei einem EKM- oder ASG-System kann Luft in die hydraulische Strecke gelangen, welches sich z. B. dadurch äußert, das fälschlicherweise zuviel Kupplungsmoment eingestellt wird. Die hydraulischen Systeme sowie die Software sind derart ausgelegt, dass sich das System entlüften kann.

10

Es hat sich gezeigt, das diese Entlüftung eine gewisse Zeit in Anspruch nimmt. Bis die vollständige Entlüftung durchgeführt ist, können u. U. Komforteinbussen bei dem bekannten System auftreten.

15 Um dies zu vermeiden, kann gemäß einer Weiterbildung der Erfindung vorgesehen sein, diese Situation zu erkennen und durch geeignete Maßnahmen ein schnelleres Entlüften zu gewährleisten.

20

Zum Erkennen dieser Situation können beispielhaft die folgenden Möglichkeiten angegeben werden:

1. Bei der Einstellung eines zu hohen Kupplungsmomentes kann dies z.B. beim Kriechen des Fahrzeuges dadurch erkannt werden, dass die Motordrehzahl stärker einbricht als bei einem Kriechvorgang mit korrektem Greifpunkt. Das heißt die Situation wird erkannt, wenn gilt:

25

$$n_{\text{Motor}} < n_{\text{Leerlauf}} - K ;$$

dabei kann K jeden positiven Wert annehmen, wobei besonders sinnvoll ist, wenn K einen Wert in der Größenordnung von etwa 200U/min annimmt.

- 5 2. Insbesondere bei EKM-Systemen wird der Greifpunkt der Kupplung regelmäßig adaptiert. Zum Erkennen der Situation kann die Veränderung des Greifpunktes bei einer einzelnen Adaption herangezogen werden. Wenn die Veränderung größer als ein vorbestimmter Grenzwert von z.B. 1mm ist, kann erkannt werden, dass Luft im System ist und eine Entlüftung durchgeführt werden sollte.

- 10 Selbstverständlich kann eine derartige Situation auch noch auf andere Art und Weise erkannt werden.

Wenn die Situation (eine Entlüftung ist notwendig) erkannt wird, kann z.B. vorgesehen werden, dass die Luft aus dem System herausgepumpt wird. Dabei kann vorgesehen sein, dass die Kupplung z. B. zyklisch geschlossen und geöffnet wird, wobei vorzugsweise geeignete Rampenfunktion verwendet werden können. Dieser rampenförmige Betrieb der Kupplung ist vorzugsweise in den

15 zwei nachfolgend beschriebenen Situationen denkbar:

1. In der Neutralstellung

- 20 2. Bei einer Fahrt, bei der über die Kupplung nur relativ wenig Moment übertragen werden muss. In einer derartigen Situation kann die Kupplung zyklisch vollständig geschlossen werden. Nach dem Schließen kann eine Position bei der Kupplung angefahren werden, bei der noch genügend Moment übertragen wird, sodass es nicht zum Schlupf an der Kupplung kommt.

25

Eine weitere Möglichkeit kann darin bestehen, dass vorbestimmte Funktionen, wie z.B. „Schnüffeln bei Neutral“, mehrfach hintereinander vorgesehen wird. Es ist auch denkbar, dass die Schnüffelfunktion im normalen Fahrbetrieb zyklisch nach dem Verstreichen eines vorbestimmten Zeitintervalls angestoßen wird. In

diesem Fall kann bei einer zu entlüftenden Übertragungsstrecke die Zeit herabgesetzt werden, um eine höhere Schnüffelhäufigkeit zu erreichen (z.B. 10sec. statt 60sec.). Selbstverständlich sind auch andere Zeitintervalle möglich.

5

Nachfolgend wird eine weitere Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung beschrieben, bei der insbesondere eine mögliche Blockadebehebung bei einer Inbetriebnahme eines Getriebe vorgesehen wird.

- 10 Bei einer Inbetriebnahme eines Getriebes, z.B. im Getriebewerk oder bei der Endmontage, kann es beim Anfahren der Gangendlagen zum Blockieren des Getriebes kommen, falls sich das Getriebe nicht dreht. Es hat sich gezeigt, dass eine derartige Blockade, z.B. durch klebende Synchronringe oder bei einer Zahn-Zahn-Stellung, auftreten kann.

15

Es kann gemäß einer Weiterbildung der vorliegenden Erfindung vorgesehen werden, dass im Fall einer Blockade einer Gangendlage das Getriebe intern derart gedreht wird, dass sich die vorherige Stellung der Getriebe-Zahnräder zueinander verändert. Bereits durch geringfügige Stellungskorrekturen können
20 ausreichende Veränderungen erzeugt werden, um die vorher blockierte Gangendlage entsprechend anfahren zu können. Die Stellungskorrektur kann z.B. durch das Lernen bzw. Einlegen eines anderen Ganges erfolgen. Anschließend kann der vorher blockierte Gang gelernt bzw. eingelegt werden.

- 25 Die Wahl des zu korrigierenden Ganges ist abhängig von der Übersetzung, d.h. dass der korrigierende Gang eine möglichst große Verdrehung innerhalb des Getriebes bewirken sollte. Des weiteren kann dieser Gang eine Synchronisierung aufweisen, welche beim Einlegen des Ganges unterstützend wirken kann.

Dadurch kann eine Zahn-Zahn-Stellung in vorteilhafter Weise vermieden werden.

5 Eine mögliche Reihenfolge beim Lernen der Gangendlagen kann z.B. R-1-2-3-4-5 sein. Wenn beispielsweise der Gang 2 blockiert ist, kann vorzugsweise folgende Reihenfolge gewählt werden: R-1-2-3-2-4-5. Wenn auch beim zweiten Einlernversuch des Ganges 2 eine Blockierstellung auftritt, könnte folgende Reihenfolge vorgesehen sein: R-1-2-3-2-4-2-5. Anschließend könnte eventuell wieder Gang 2 gewählt werden.

10

Diese Reihenfolge hat den Vorteil, das zum Verdrehen des Getriebes Gänge verwendet werden, die noch nicht gelernt wurden. Somit kann sich ein Zeitvorteil ergeben (im Vergleich bei der Verwendung eines bereits gelernten Ganges). Dies ist besonders hinsichtlich der Herstellungskosten ein besonderer Vorteil.

15

20 Es ist auch möglich, dass zum Verdrehen des Getriebes der Gang mit der höchsten Übersetzung, im allgemeinen der Gang 1, verwendet wird. Dies insbesondere dann, wenn auch nach den vorgenannten Maßnahmen der Gang nicht eingelegt werden kann. Der Gang mit der höchsten Übersetzung erzielt die größte Verdrehung an der Getriebeeingangswelle (GE), da die Getriebeausgangswelle (GA) im Vergleich zur Getriebeeingangswelle eine größere Massenträgheit aufweist, d.h. es wird sich die Getriebeeingangswelle verdrehen und nicht die Getriebeausgangswelle.

25 Nachfolgend werden beispielhaft die Übersetzung der Gänge 1 und 5 angegeben:

Übersetzung Gang 1: 10 : 1, d.h. eine Umdrehung an der Getriebeausgangswelle entsprechen 10 Umdrehungen an der Getriebeeingangswelle

5 Übersetzung Gang 5: 1 : 1, d.h. eine Umdrehung an der Getriebeausgangswelle entspricht einer Umdrehung an der Getriebeeingangswelle.

Daraus ergibt sich folgende Lernreihenfolge:

10 R-1-2-3-2-4-2-5-2-1-2

Bei einer Blockadestellung im letzten zu lernenden Gang, z.B. Gang 5, kann folgende Reihenfolge gewählt werden:

15 R-1-2-3-4-5-1-5-2-5-3-5

Es kann des weiteren vorgesehen sein, dass z.B. nach 5 wiederholten Einlernversuchen die Inbetriebnahme abgebrochen wird, da dann ein Vorliegen eines mechanischen Problems sehr wahrscheinlich ist, welches nur durch eine geeignete Reparatur zu beheben ist.

20 Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

25 In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines

selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombination der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

- 5 Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilungserklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüchen unabhängige Gestaltung aufweisen.

10

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination

15 oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen

20 Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestraße 3
77815 Bühl

GS 0545

Zusammenfassung

5

Es wird ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere mit einem Antriebsmotor, einer Kupplung und einem Getriebe im Antriebsstrang, vorzugsweise mit einer geeigneten Hydraulikstrecke, vorgeschlagen.

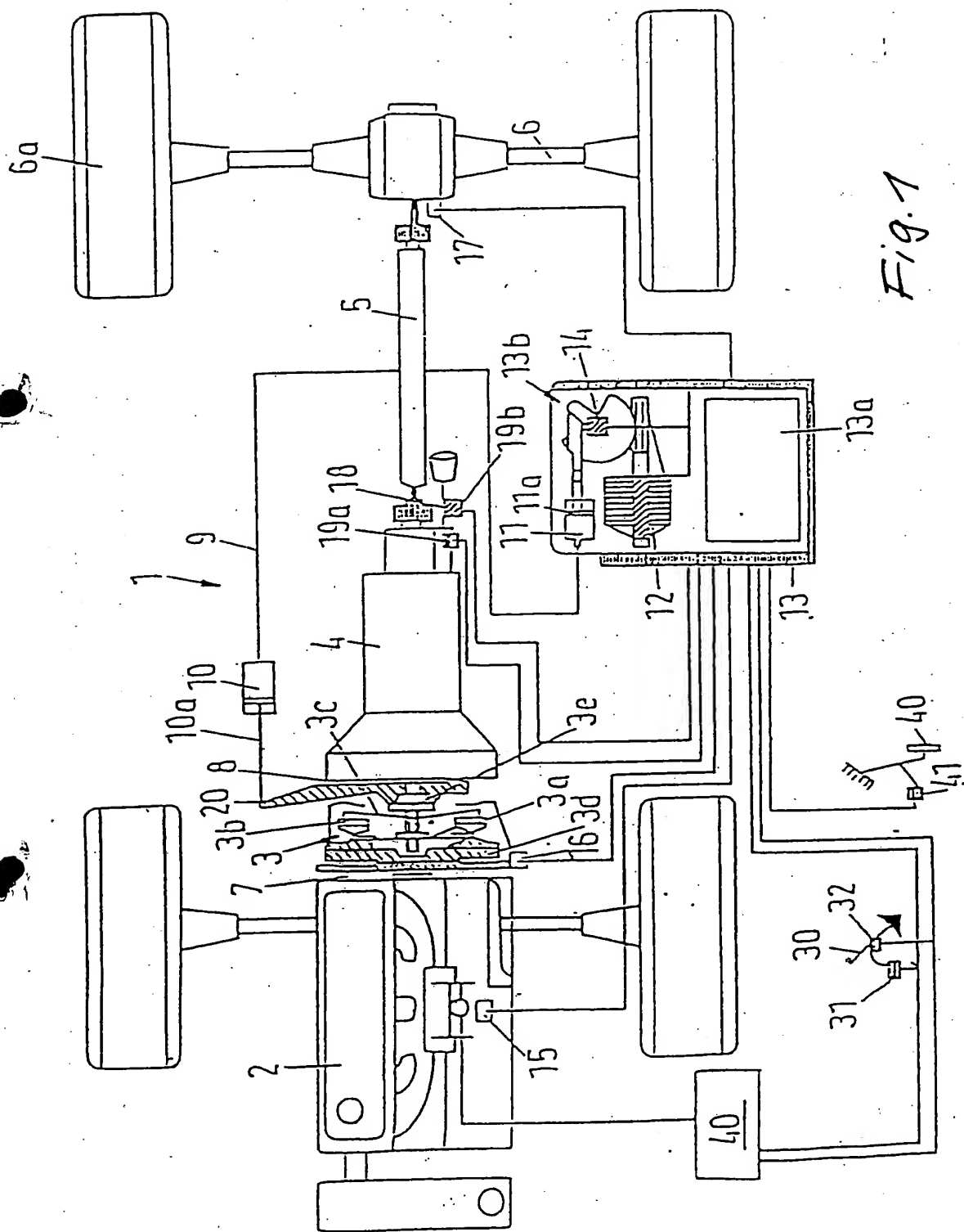
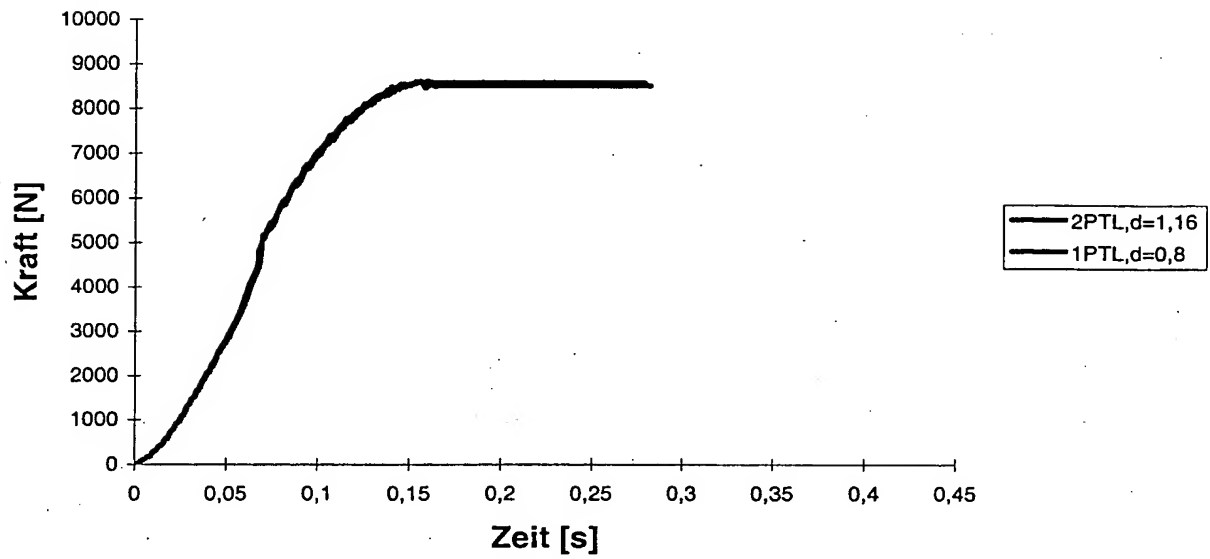
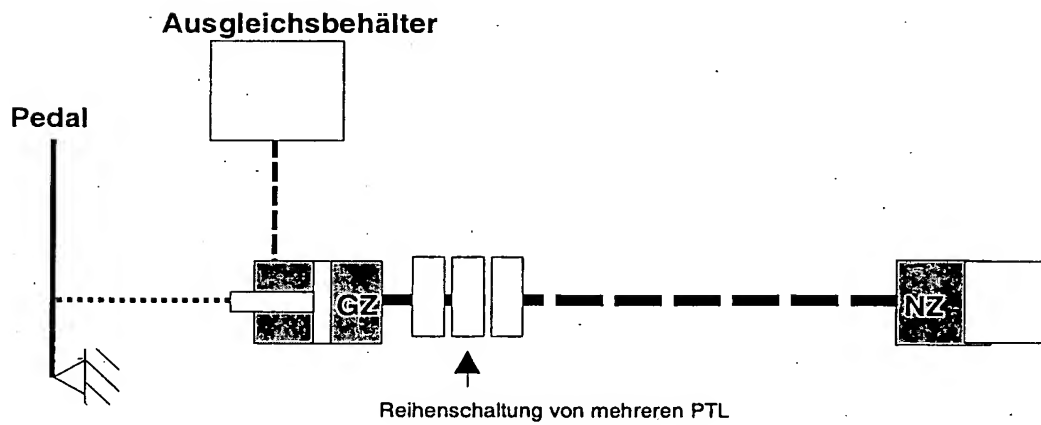


Fig. 1

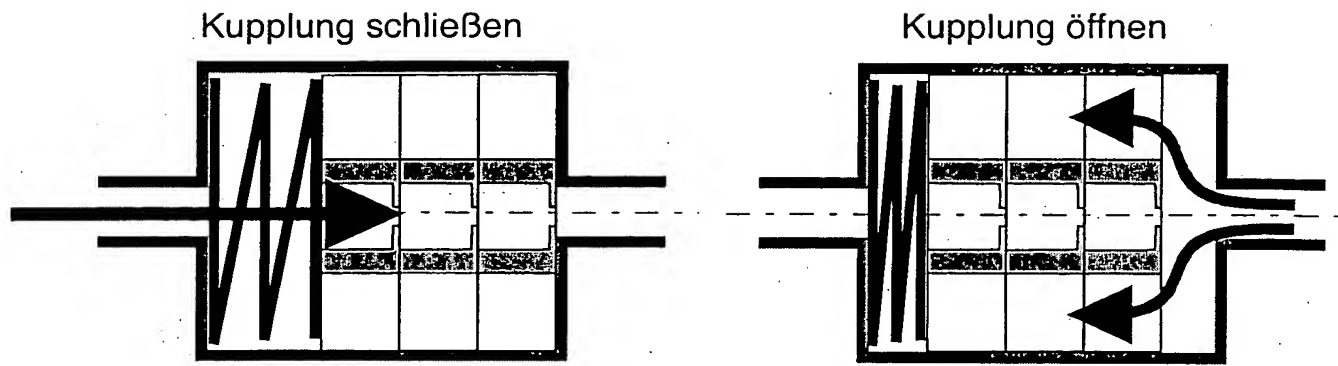
Anpresskraftaufbau bei Raumtemperatur



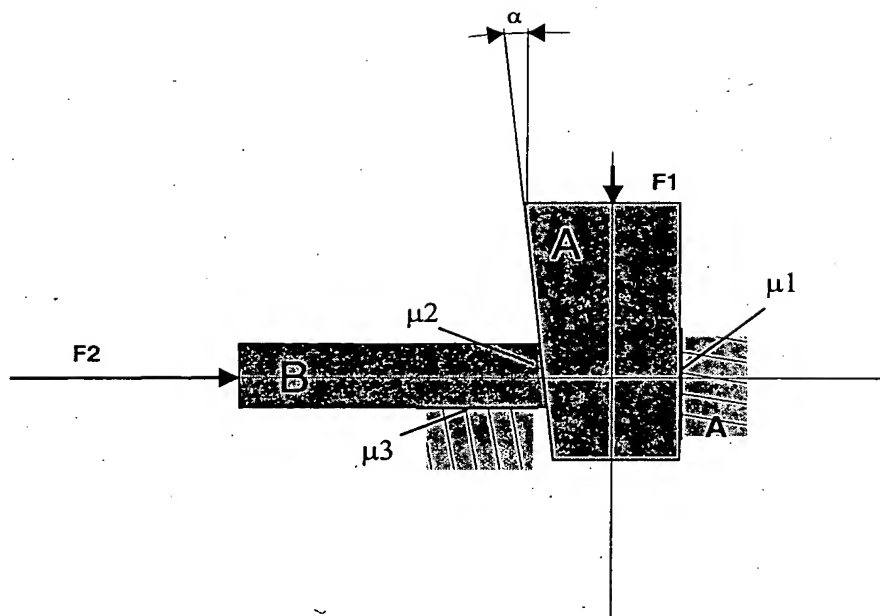
Figur 2



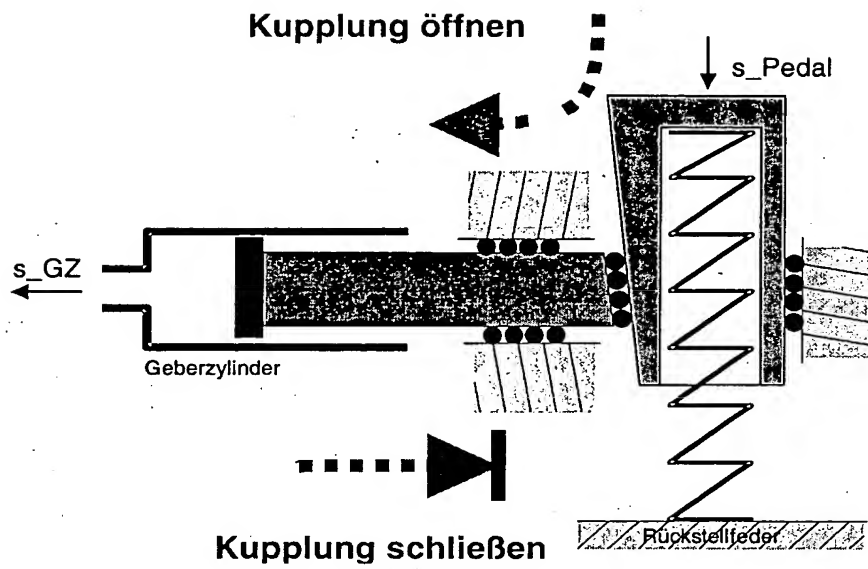
Figur 3



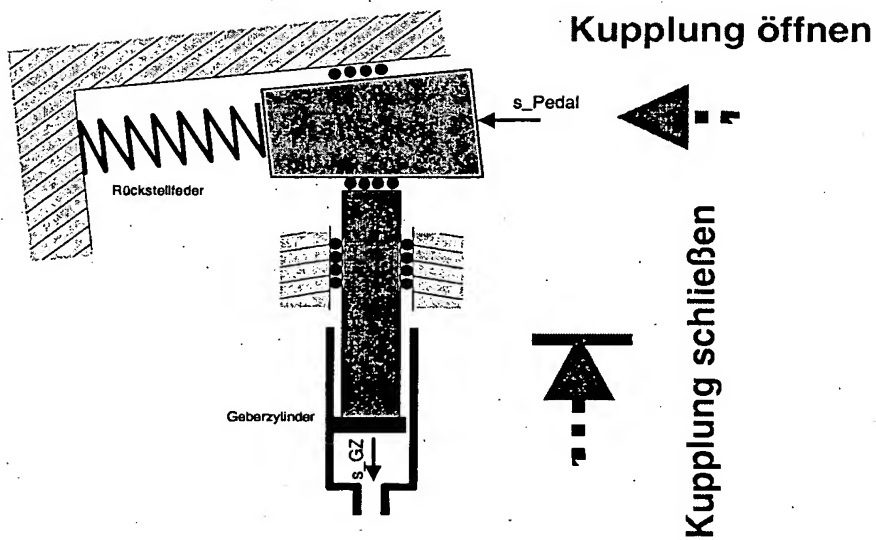
Figur 4



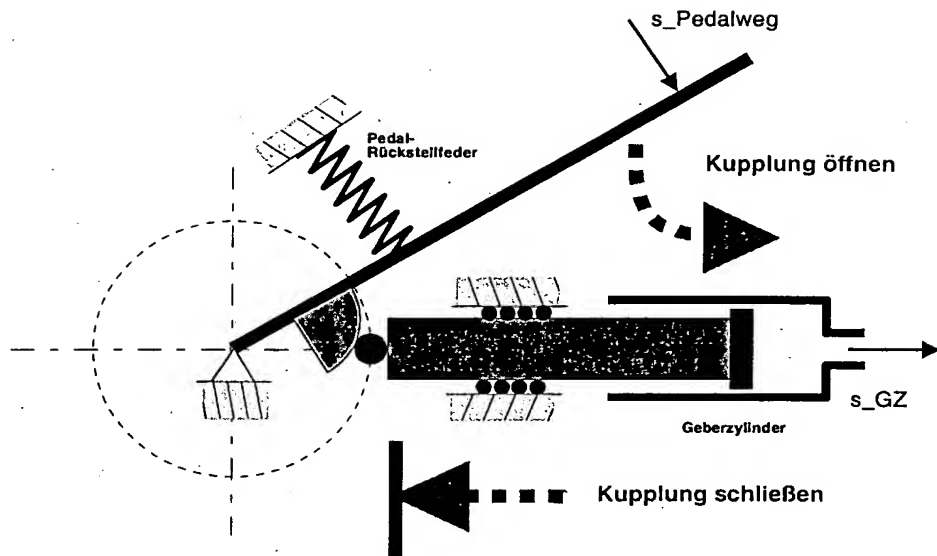
Figur 5



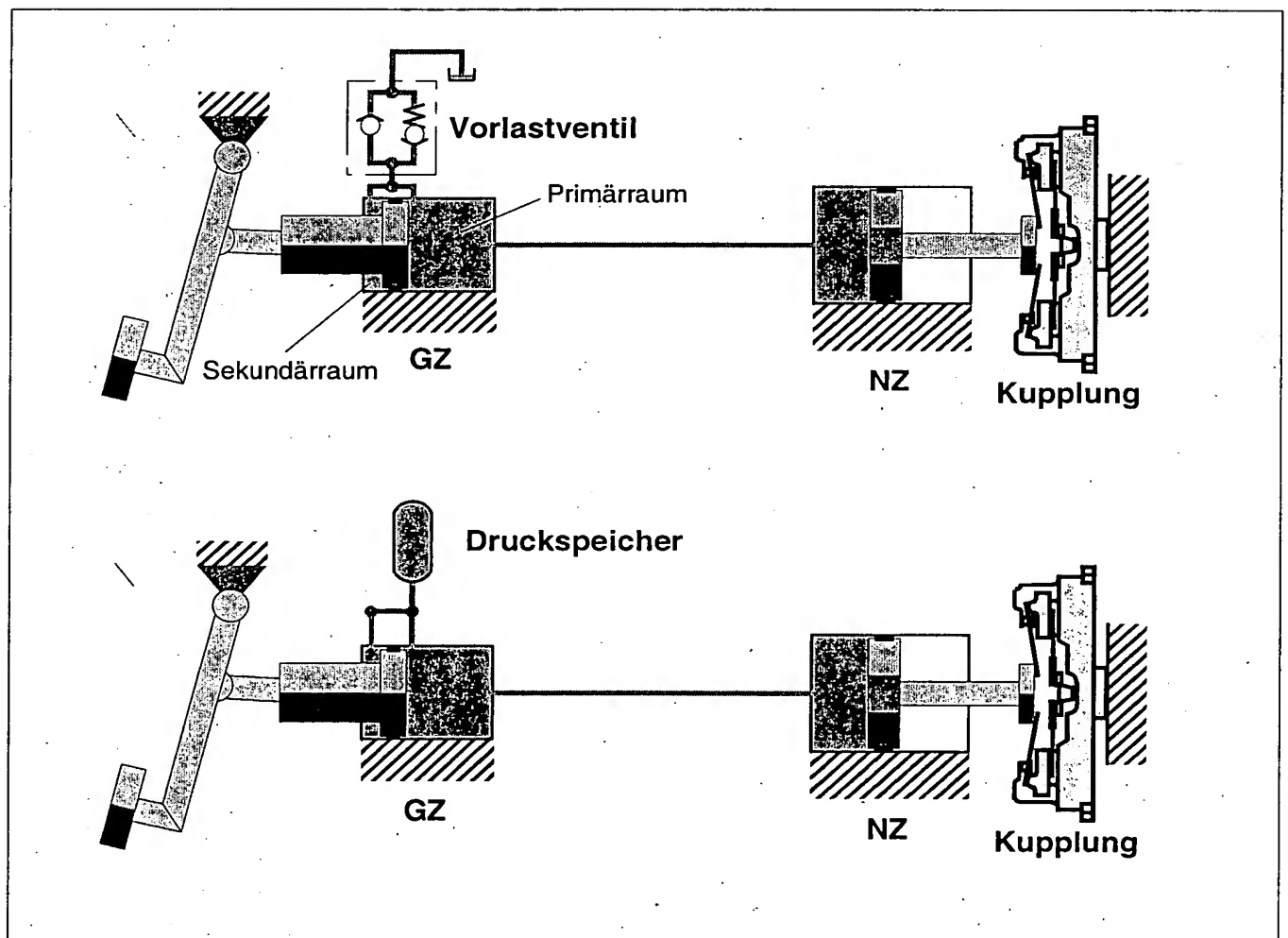
Figur 6



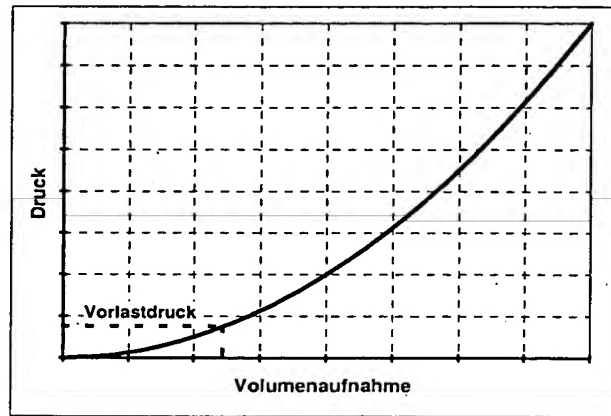
Figur 7



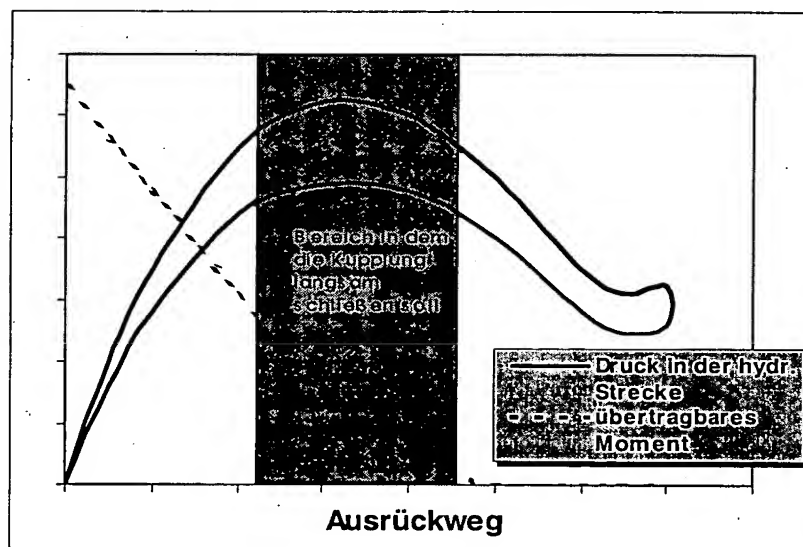
Figur 8



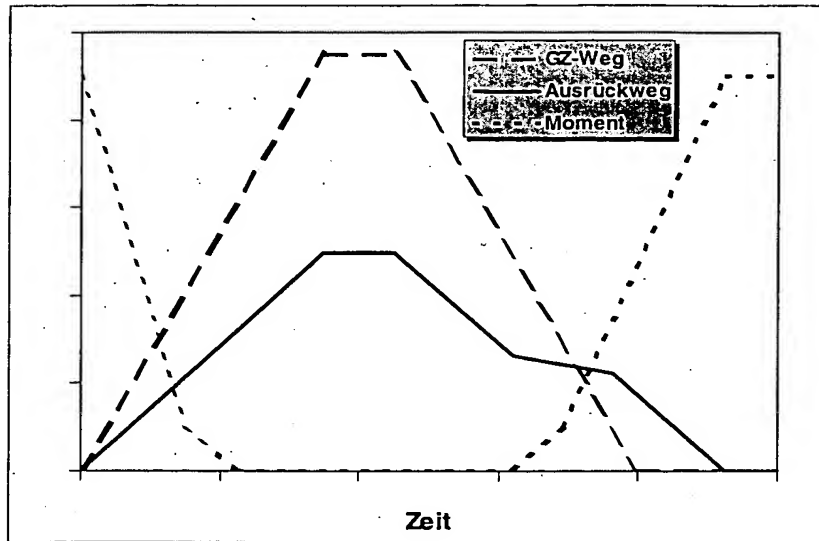
Figur 9



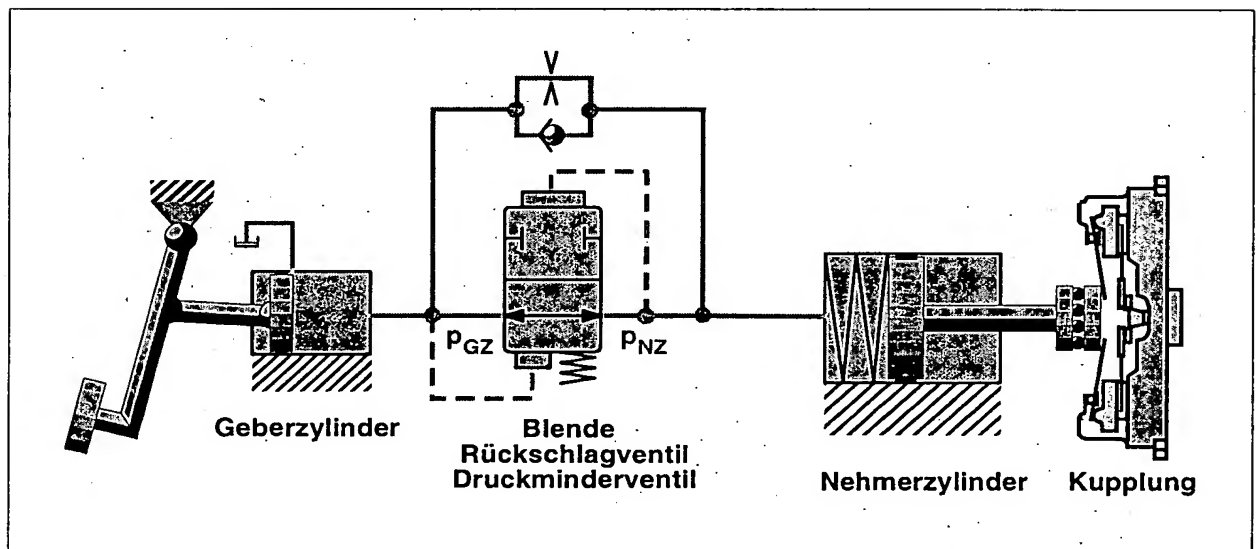
Figur 10



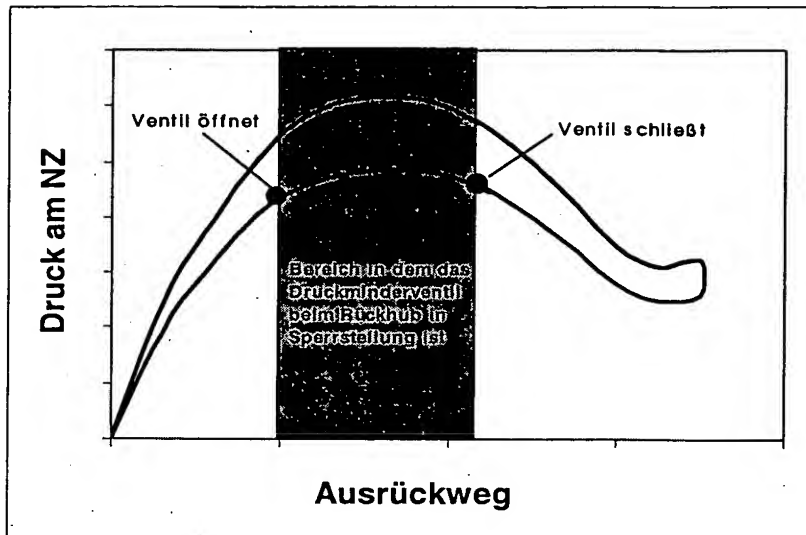
Figur 11



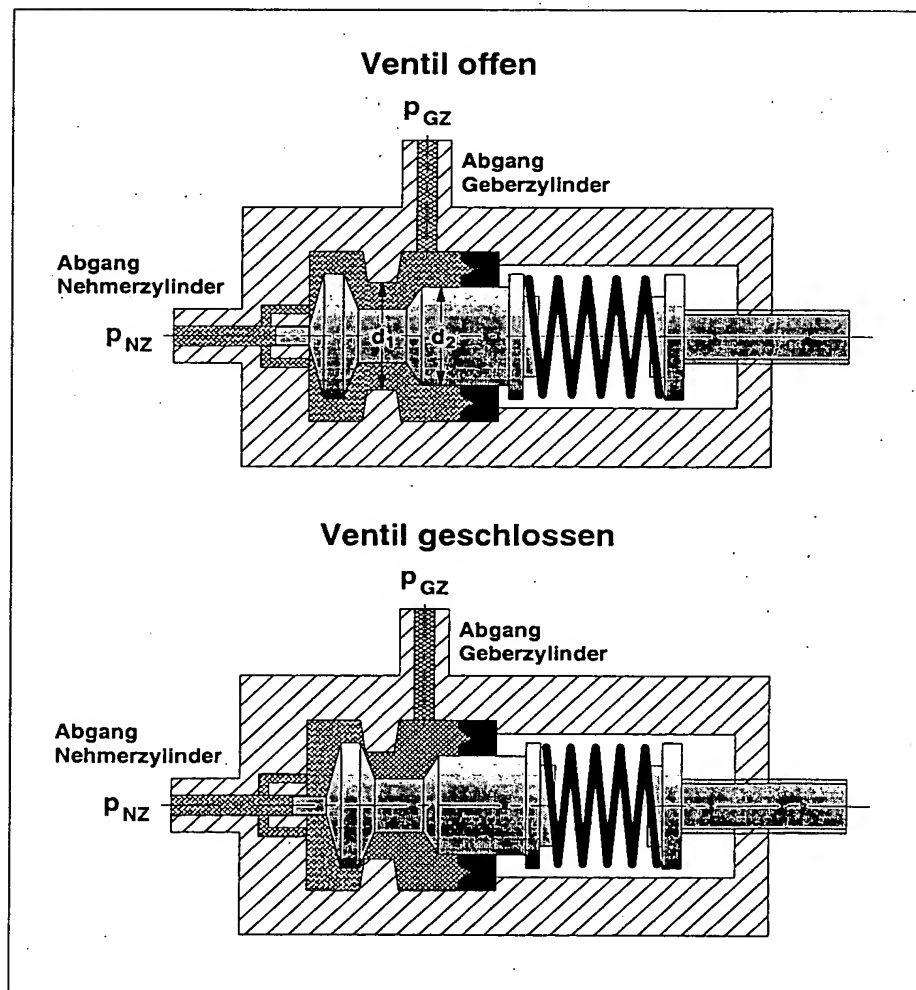
Figur 12



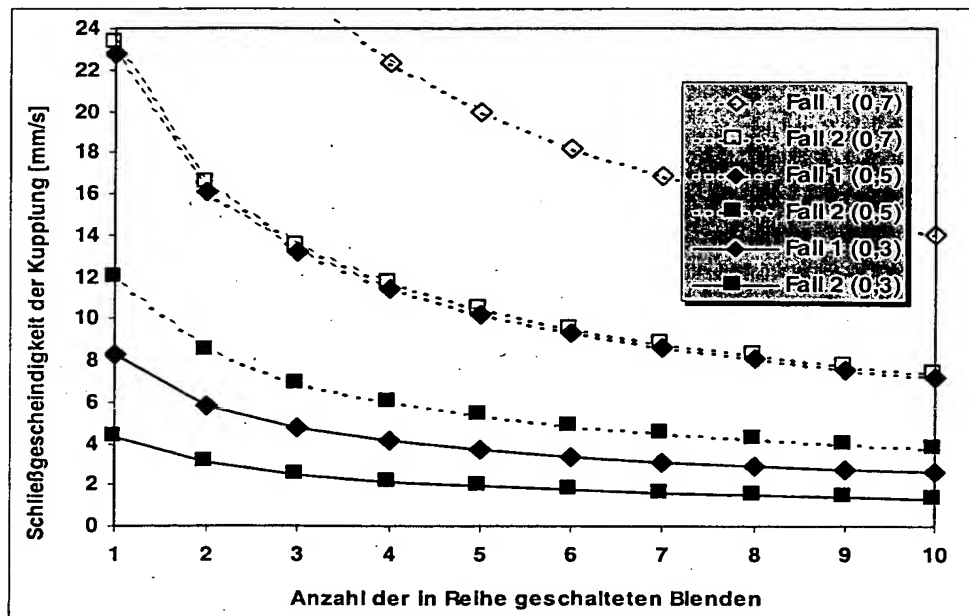
Figur 13



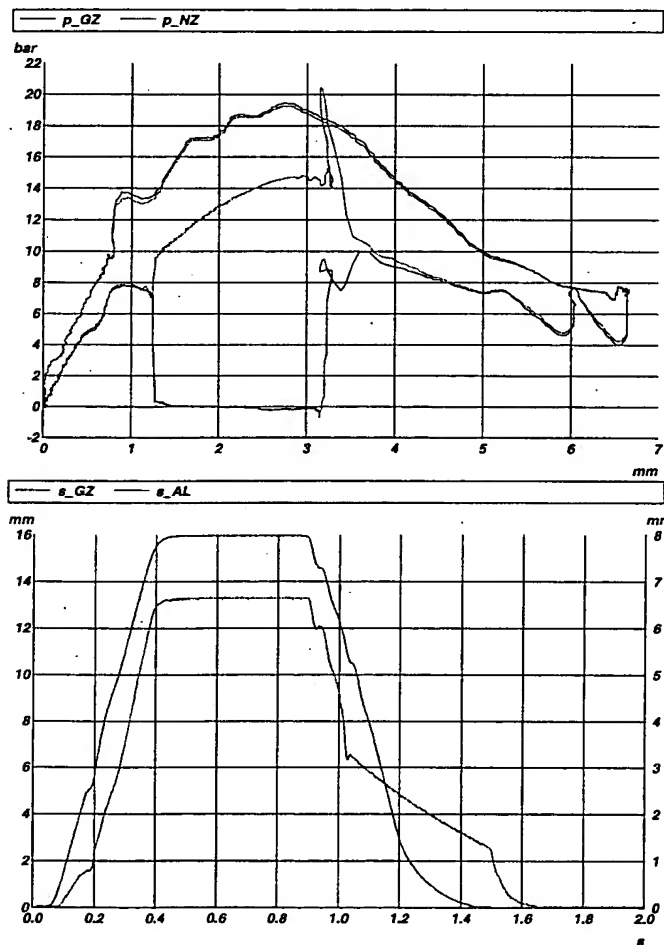
Figur 14



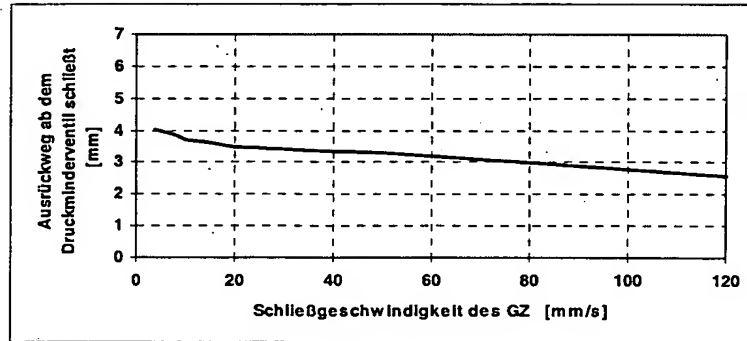
Figur 15



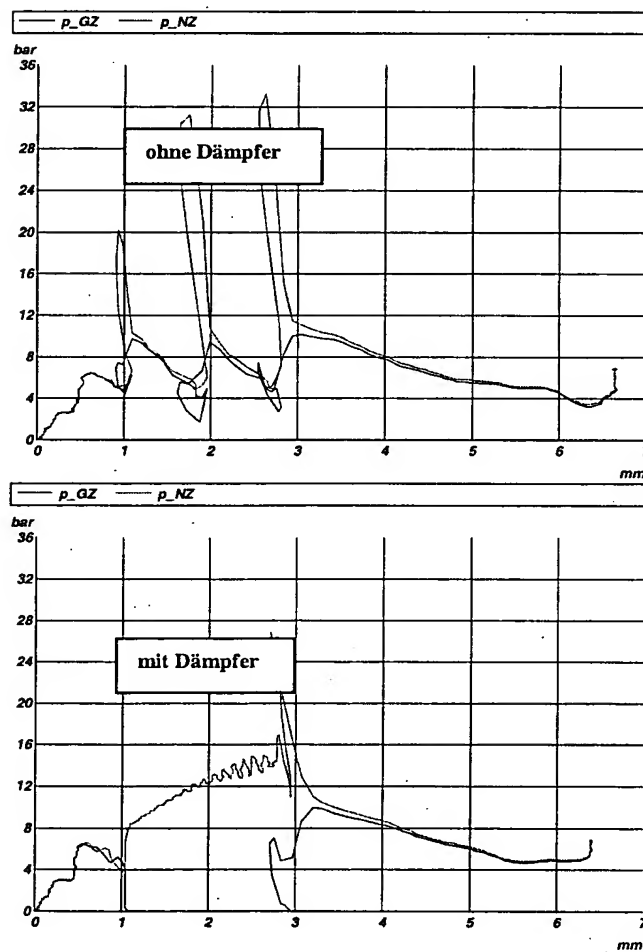
Figur 16



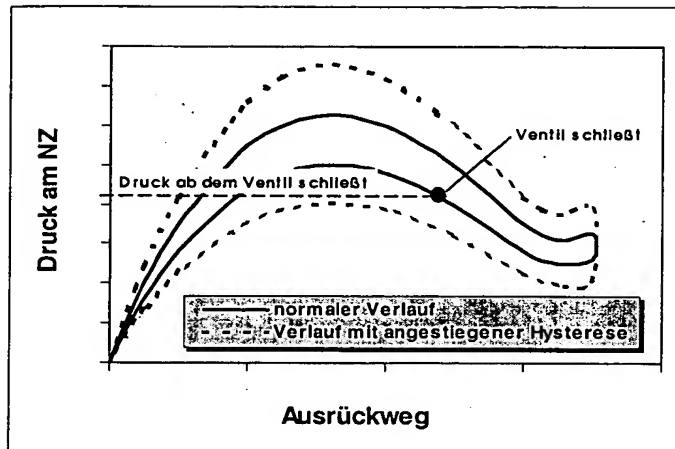
Figur 17



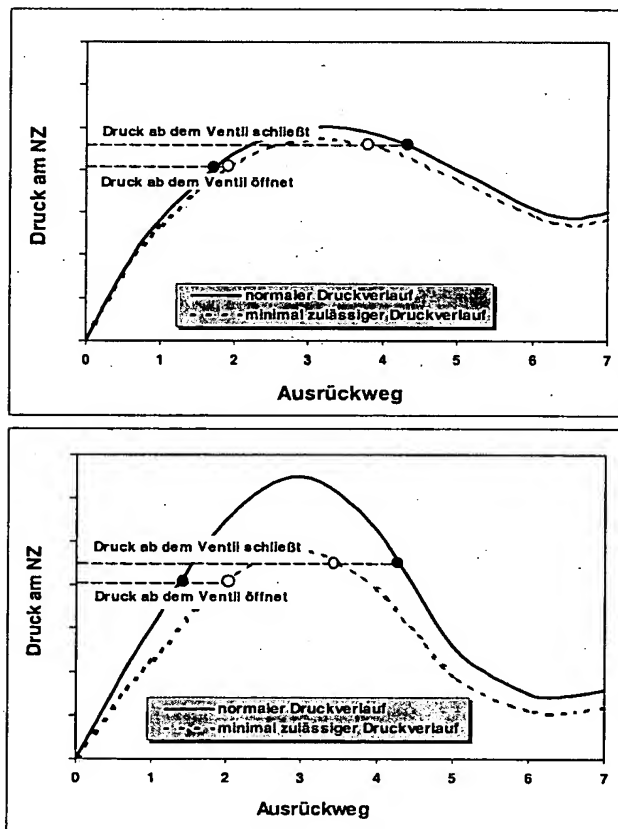
Figur 18



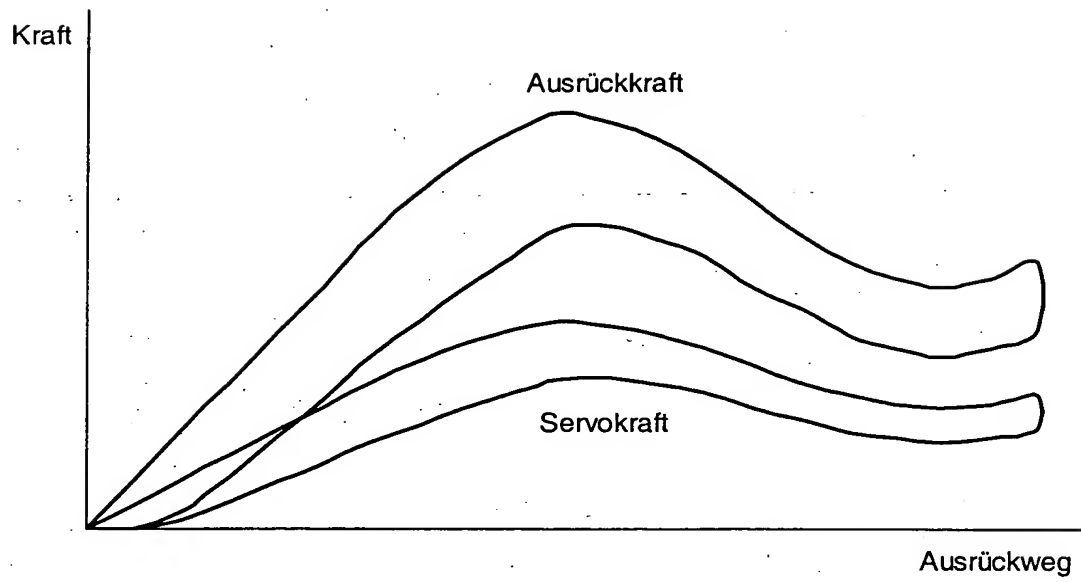
Figur 19



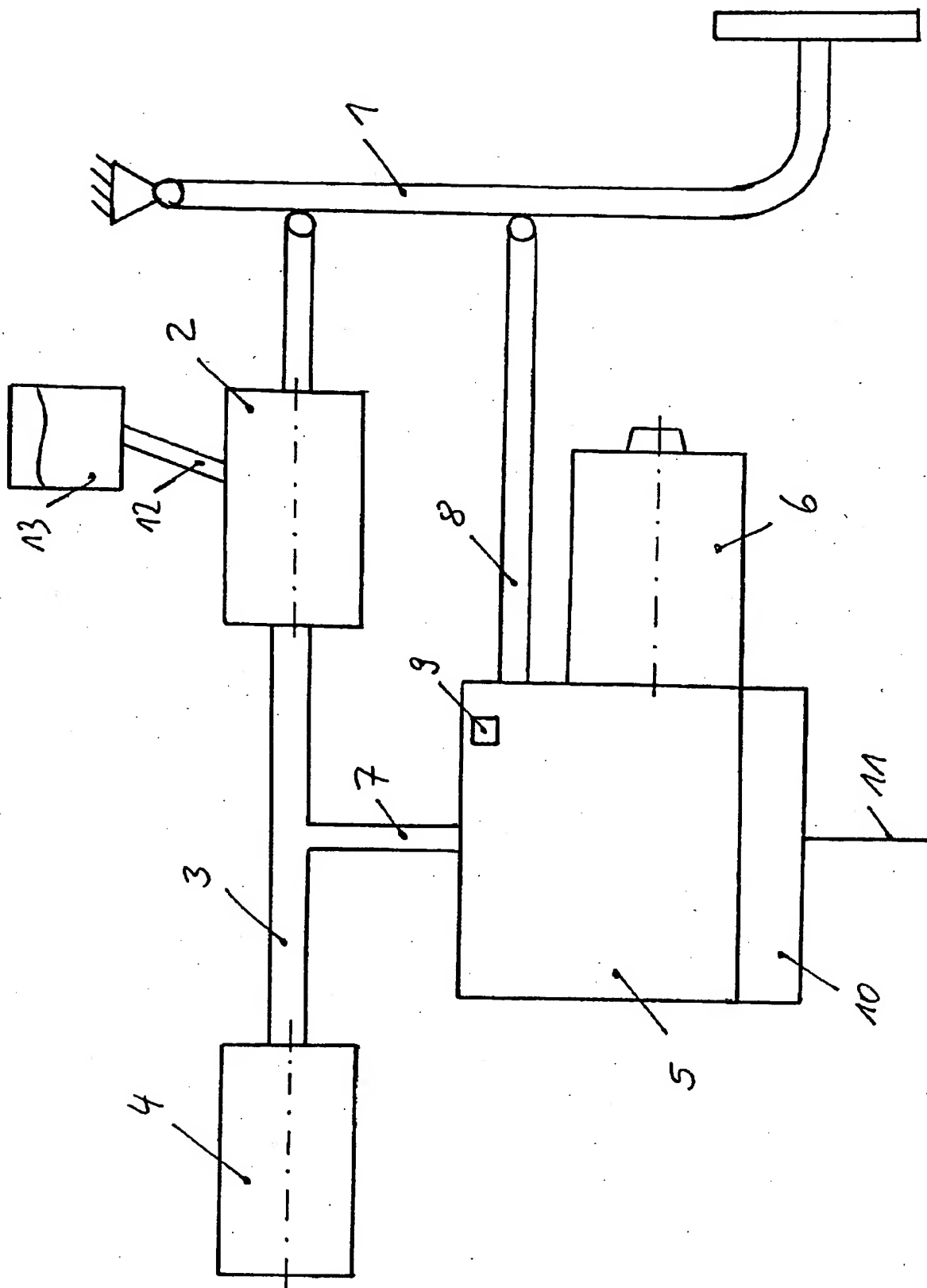
Figur 20



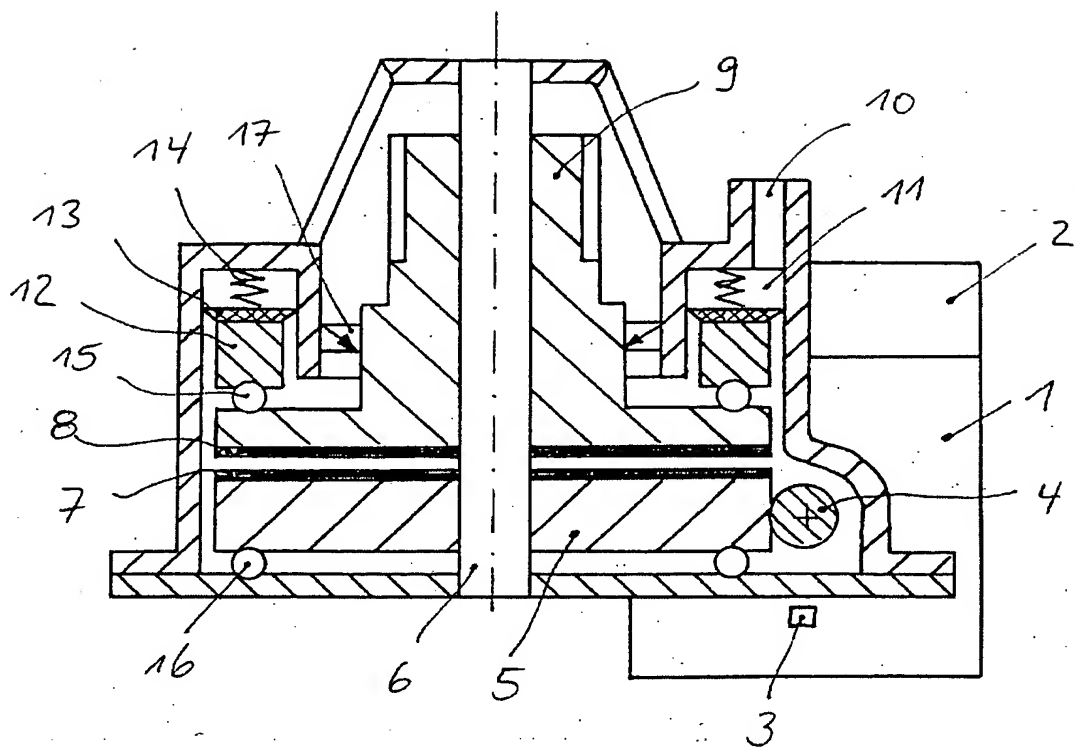
Figur 21



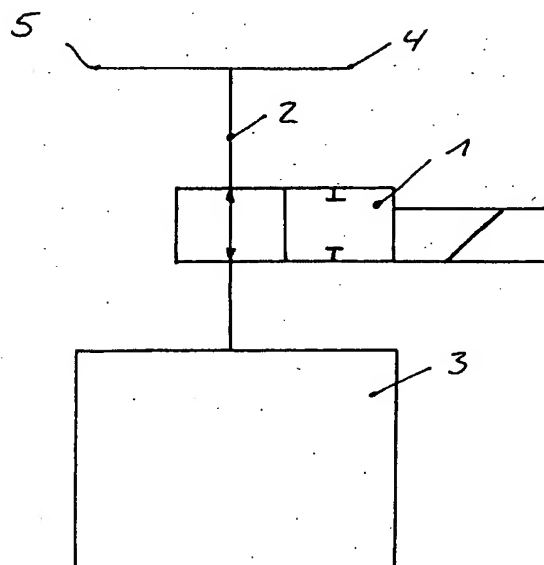
Figur 22



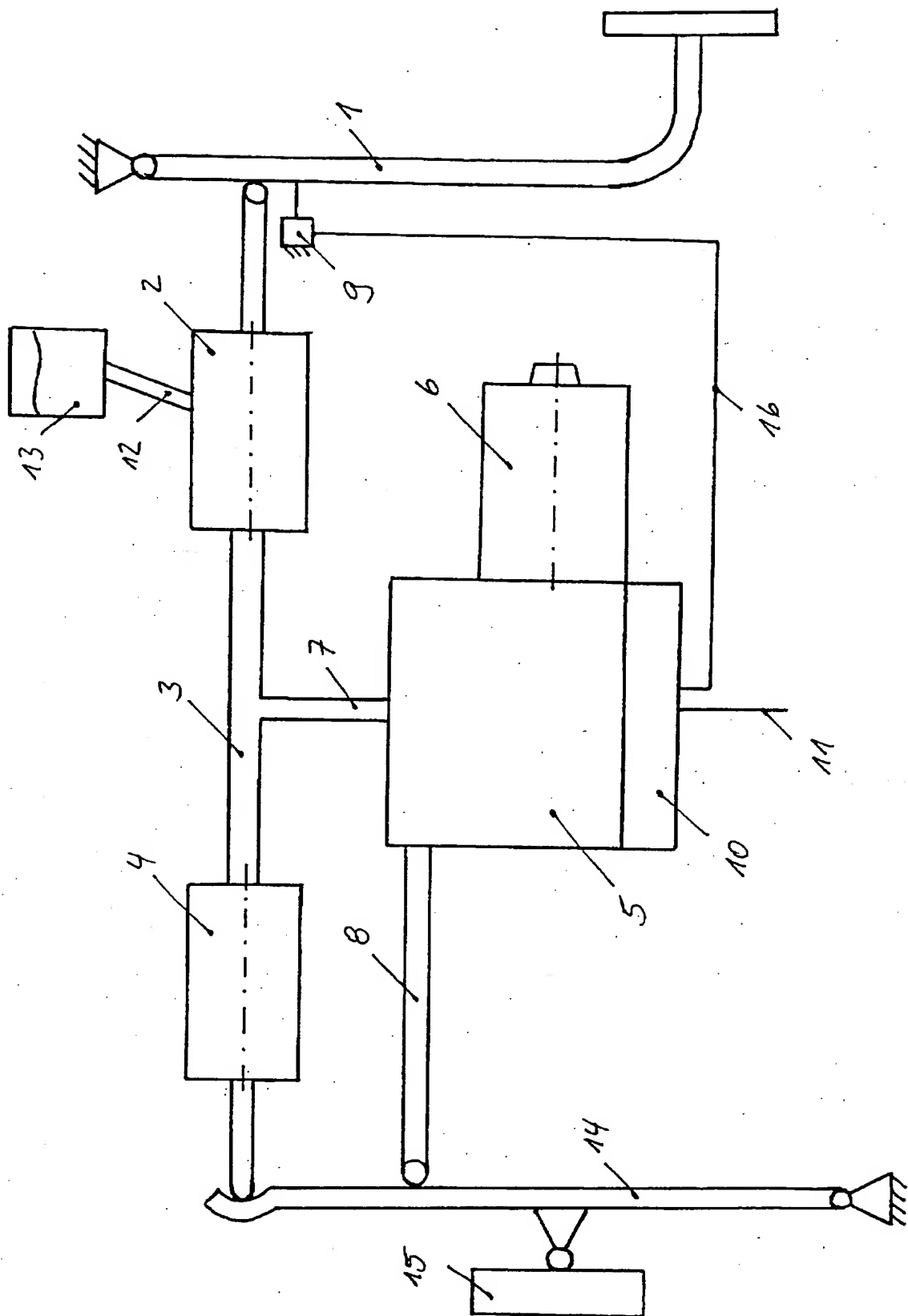
Figur 23



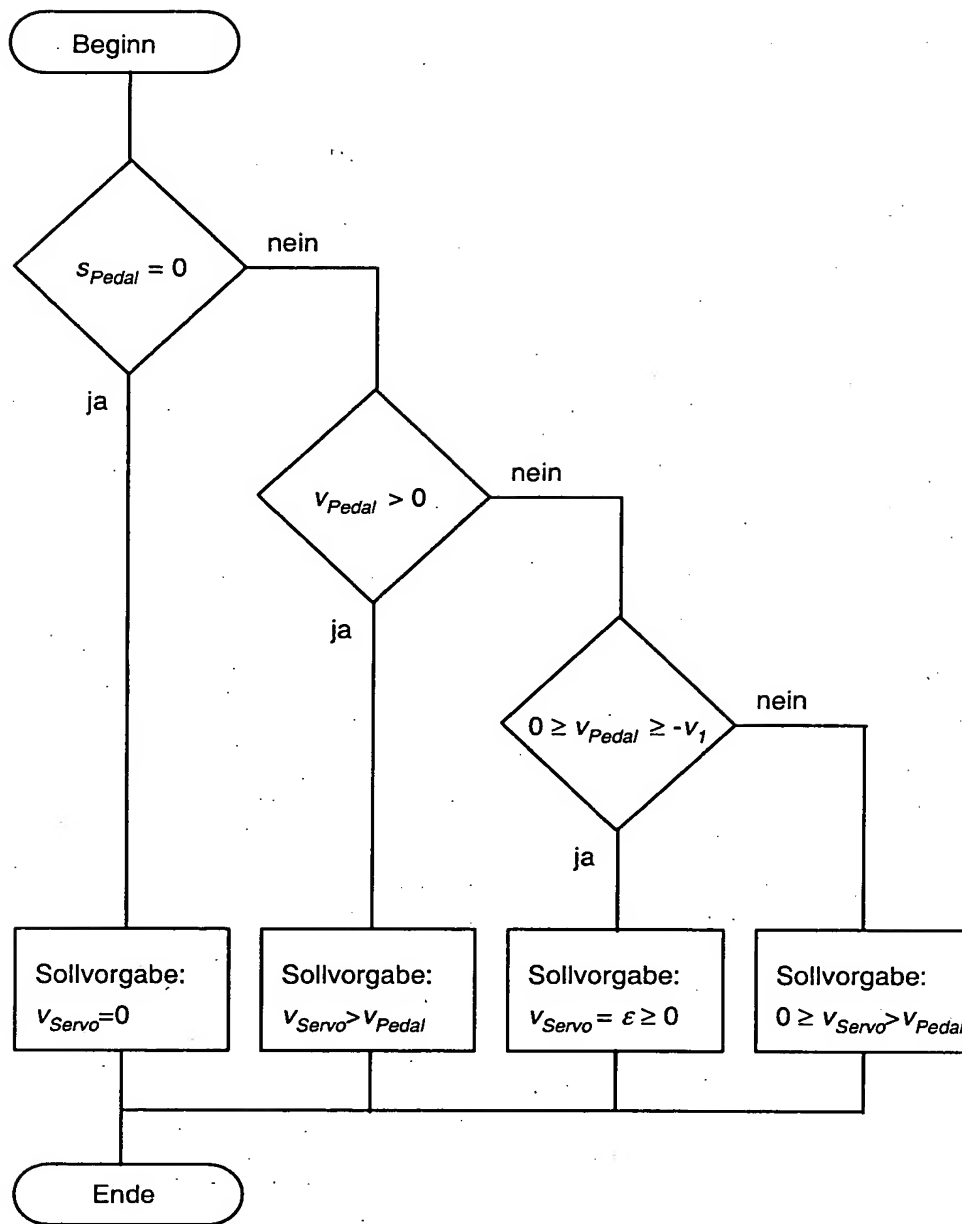
Figur 24



Figur 25



Figur 26



Figur 27

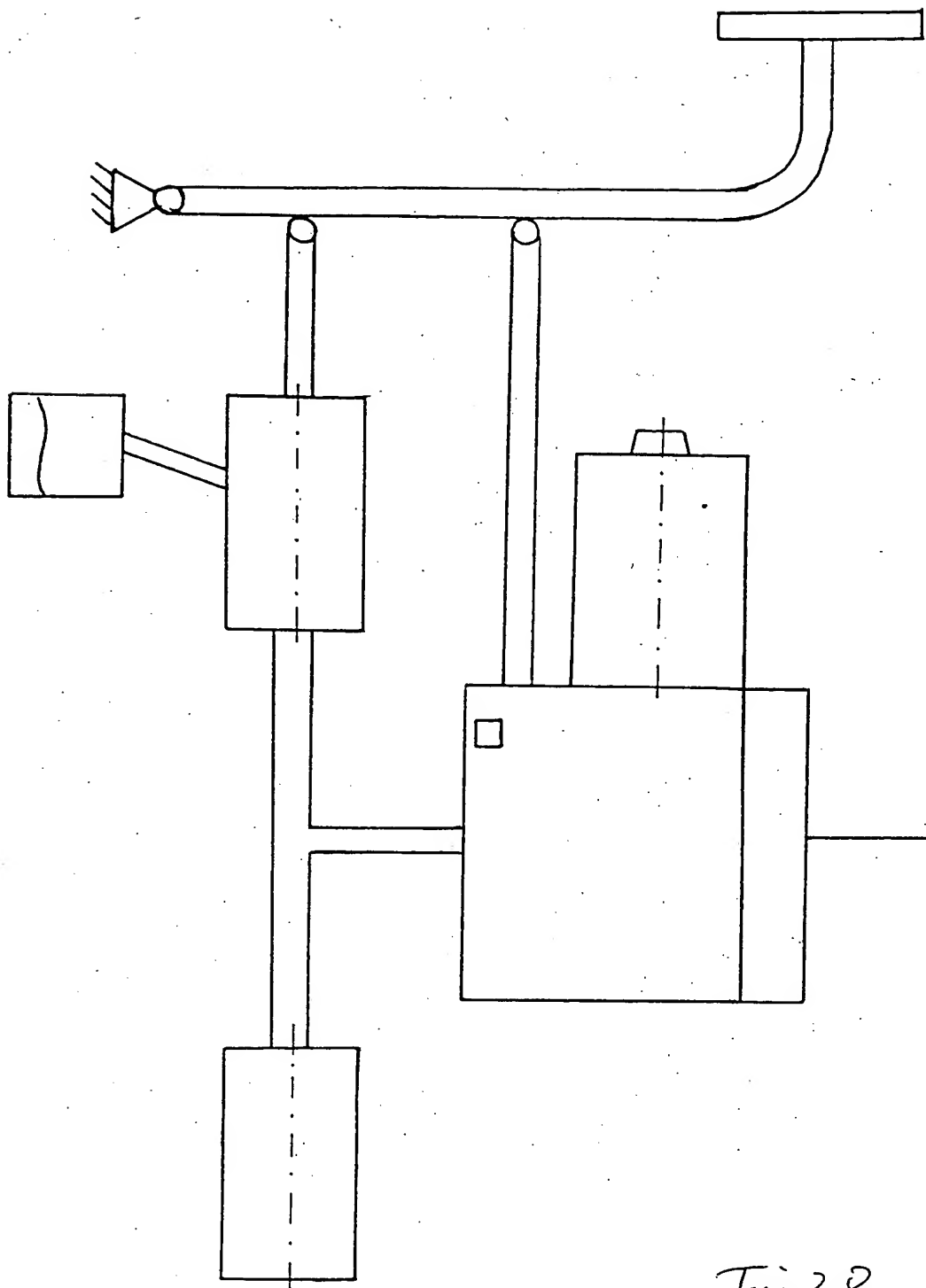


Fig 28

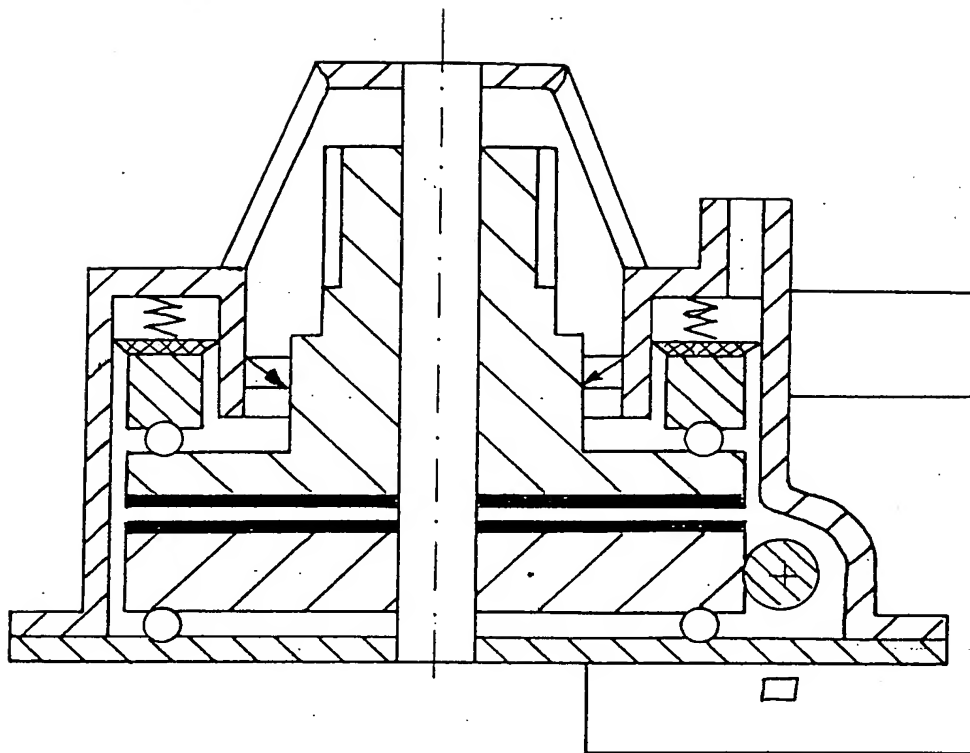


Fig 29

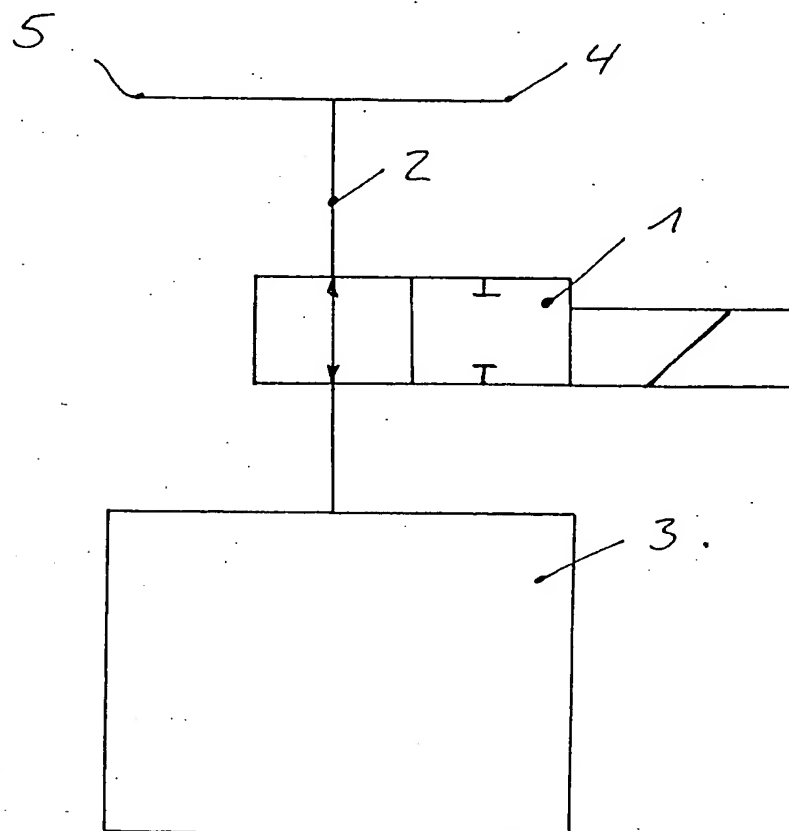


Fig. 30

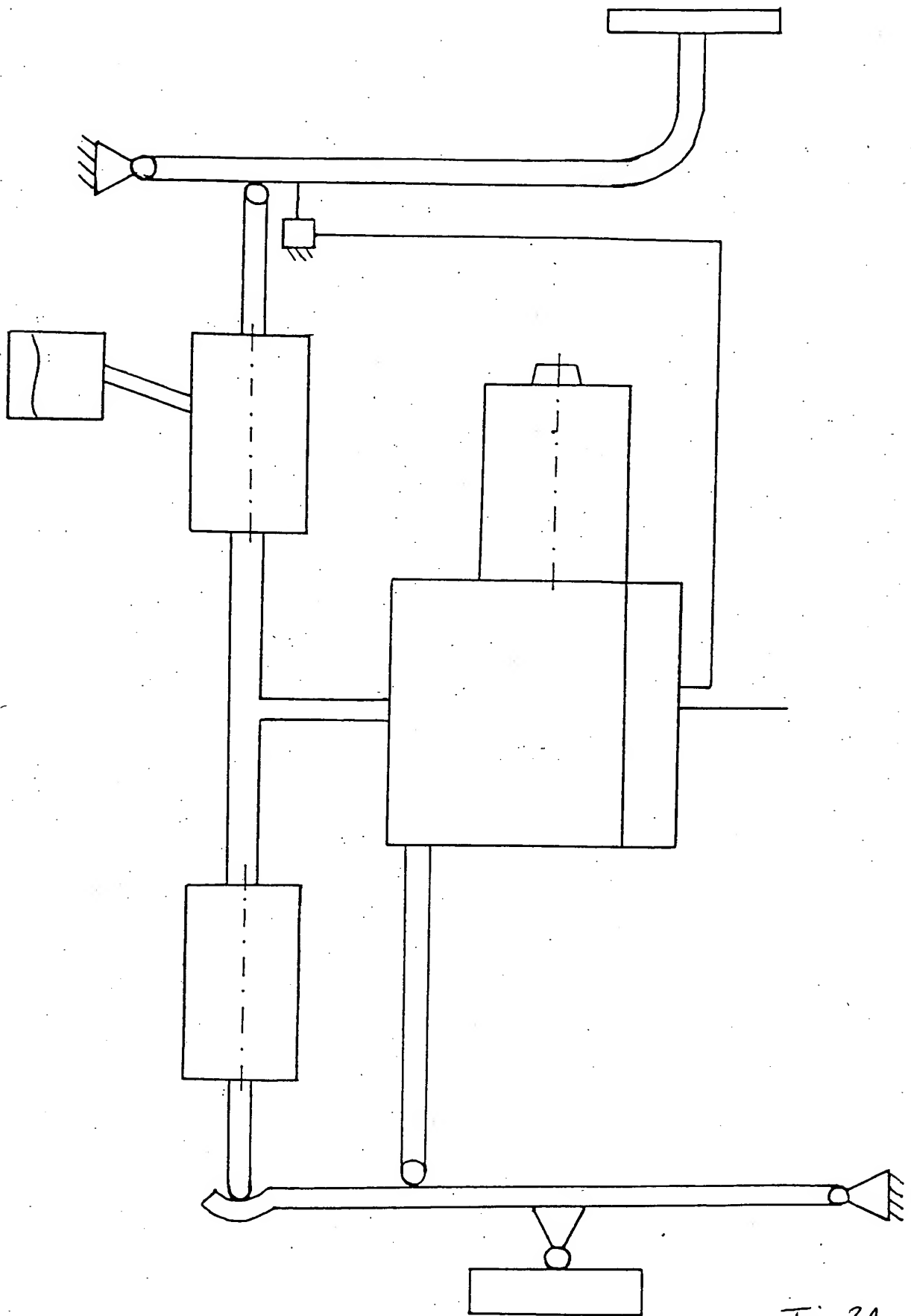
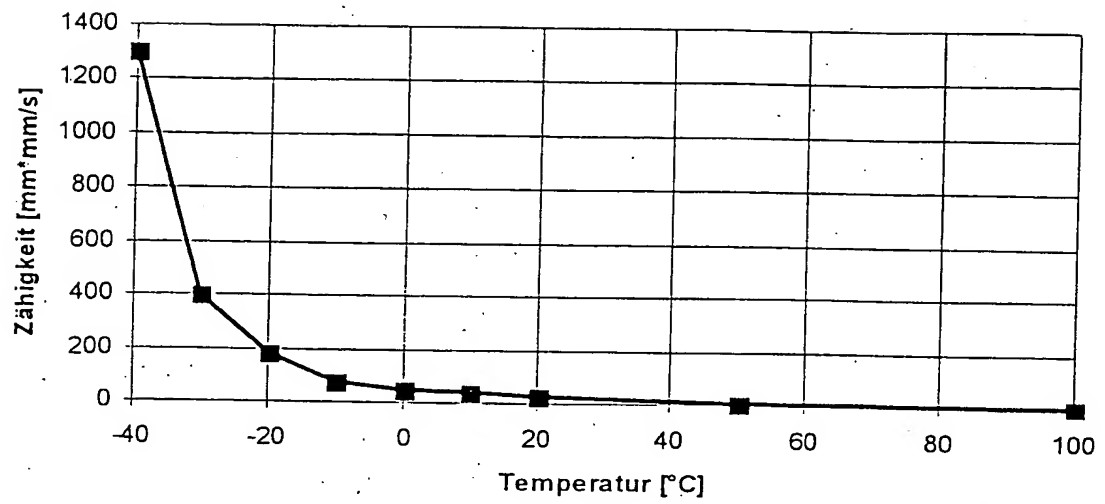
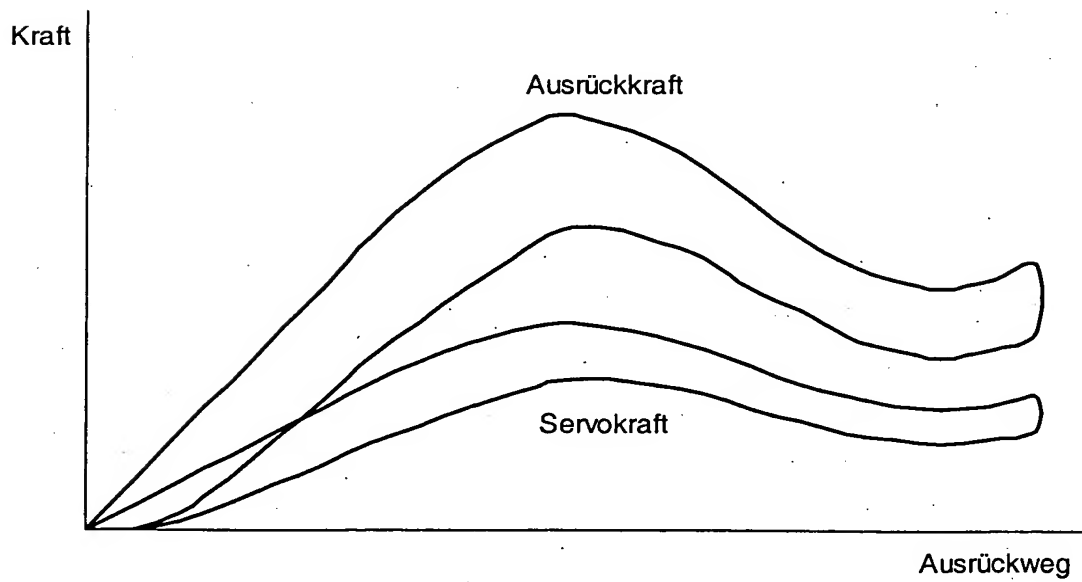


Fig. 31

Temperaturabhängigkeit der kinematischen Zähigkeit von Bremsflüssigkeit



Figur 32



Figur 33

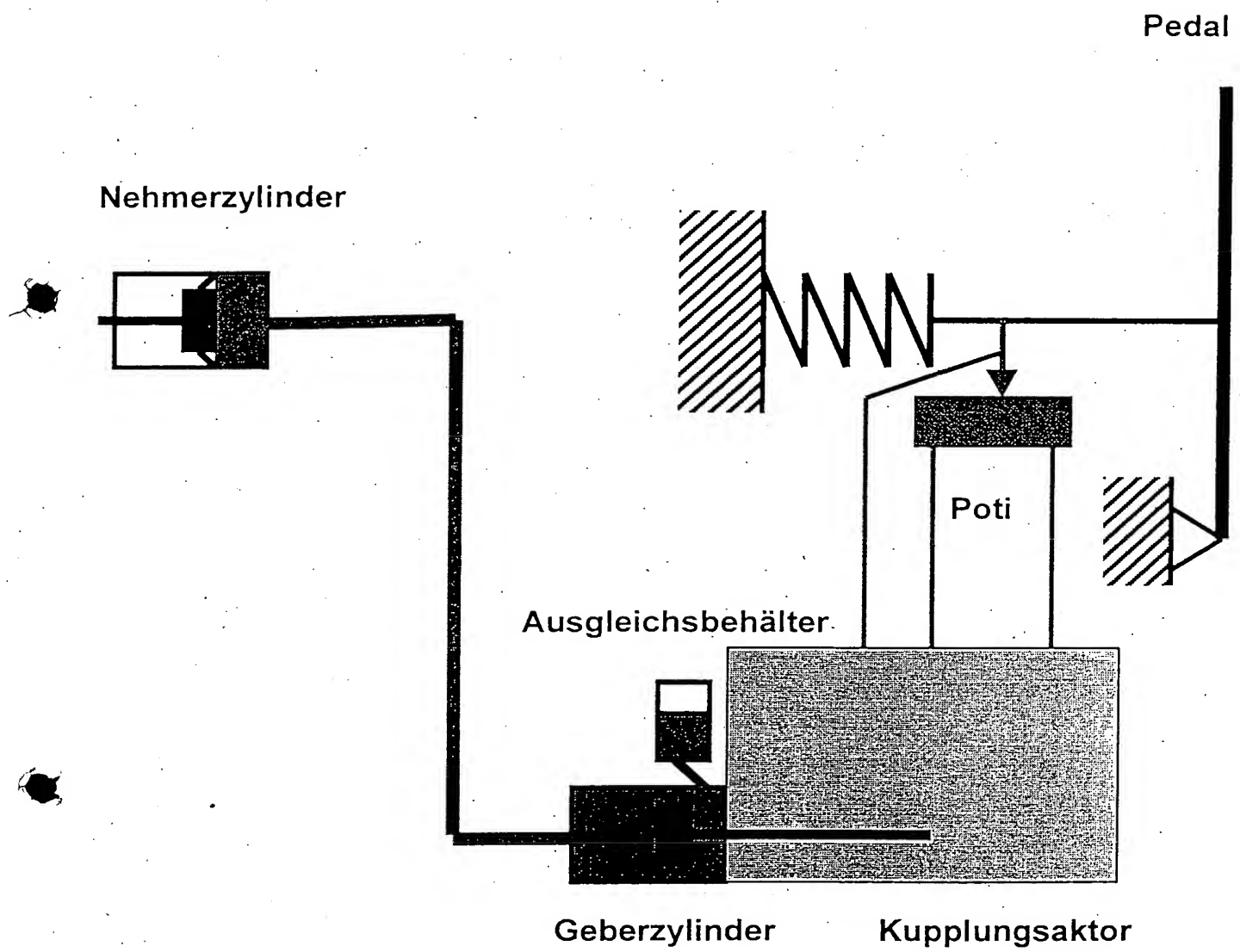


Fig. 34

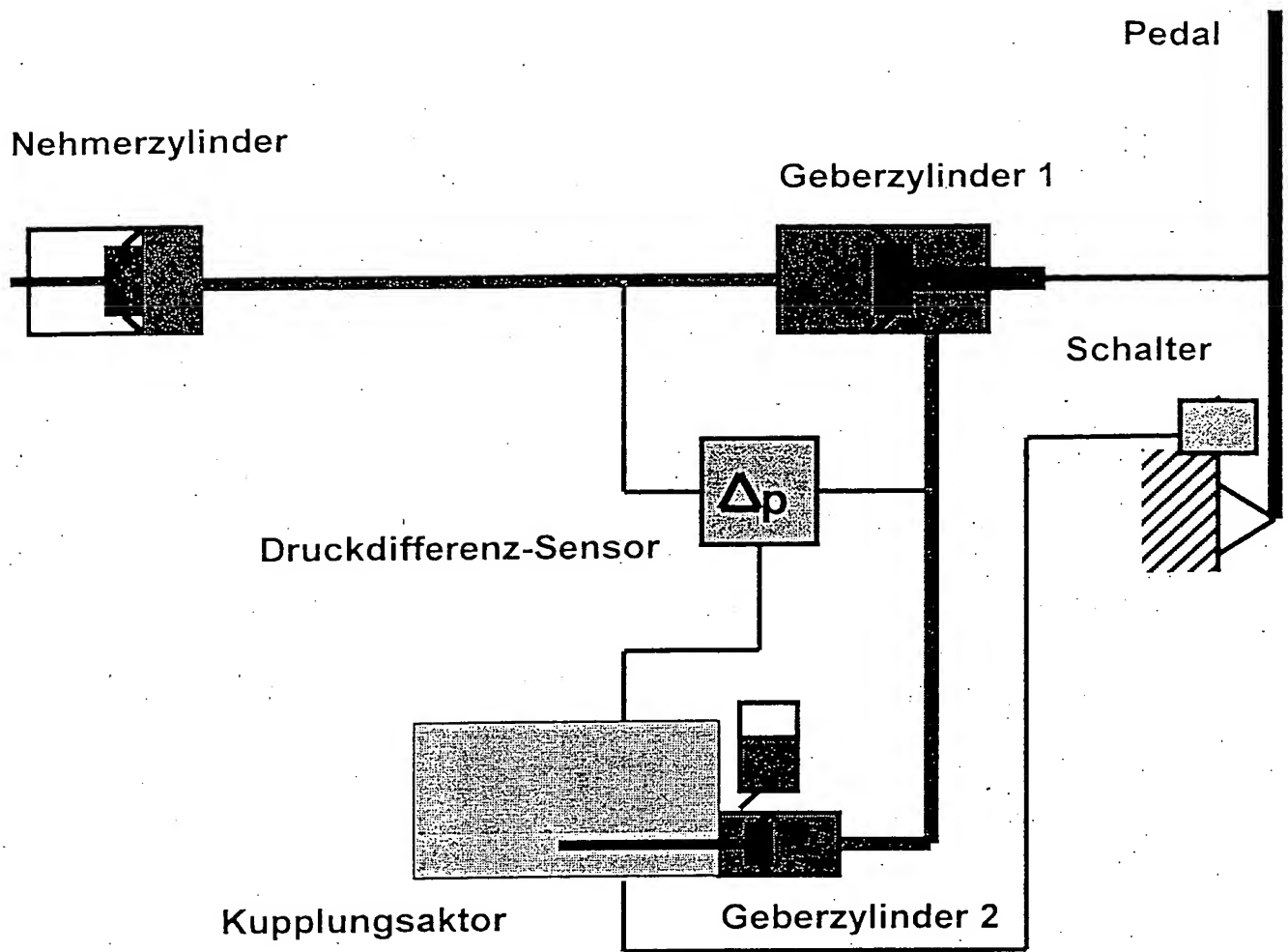


Fig. 35

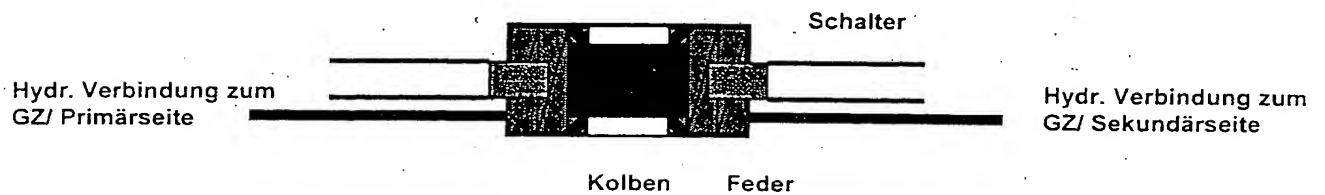
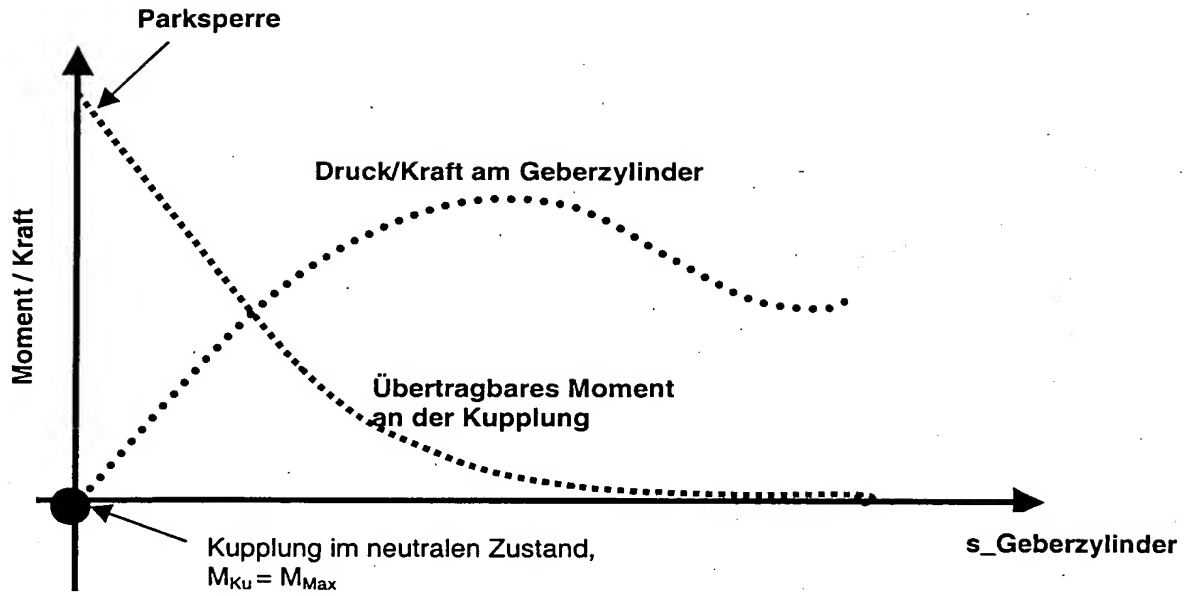
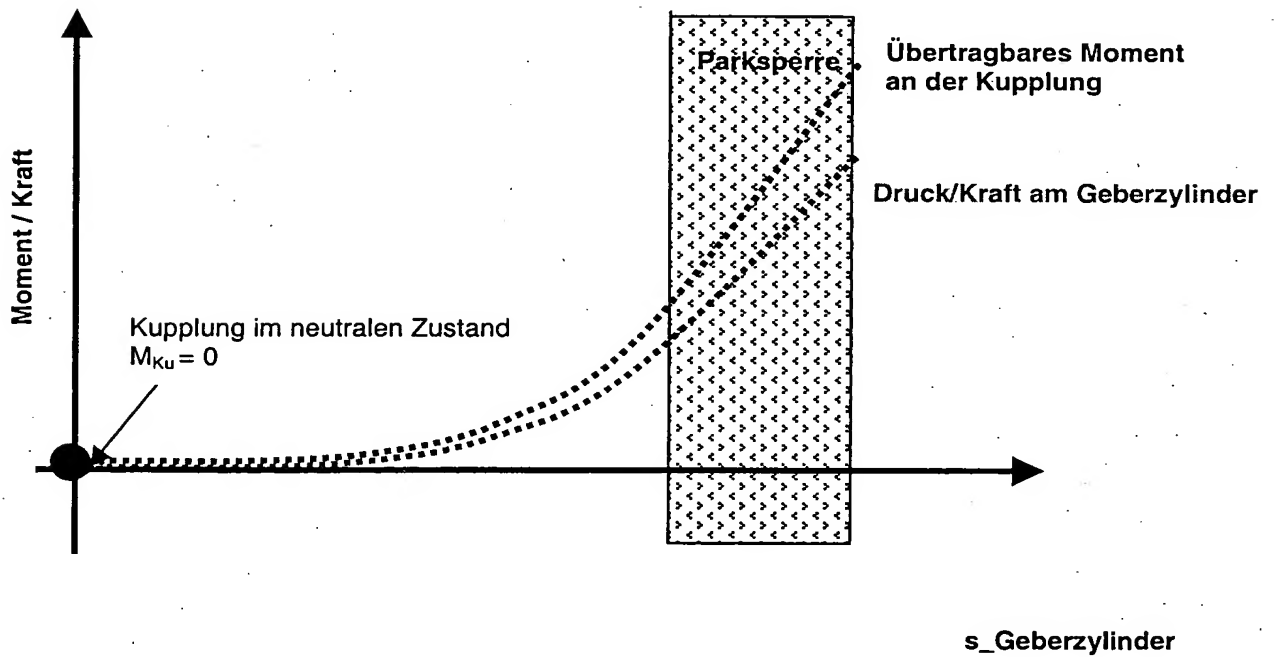


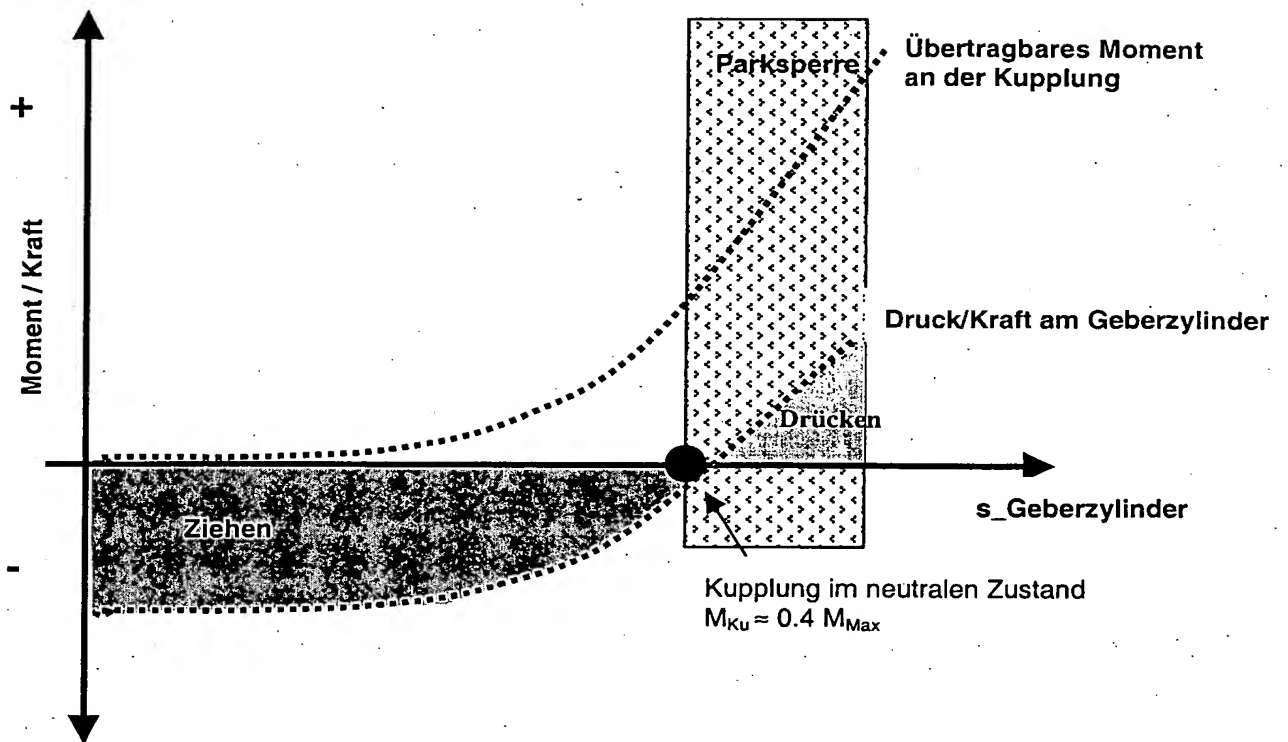
Fig. 36



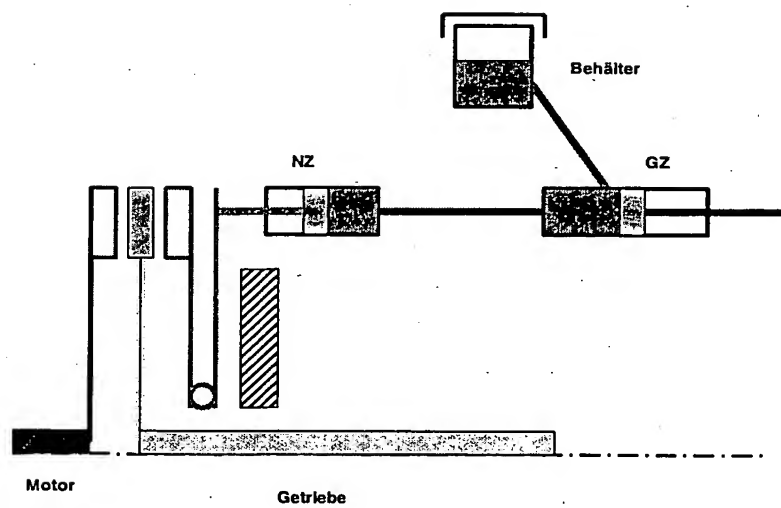
Figur 37



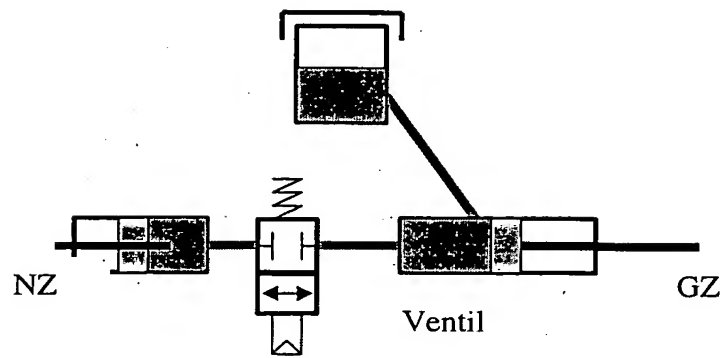
Figur 38



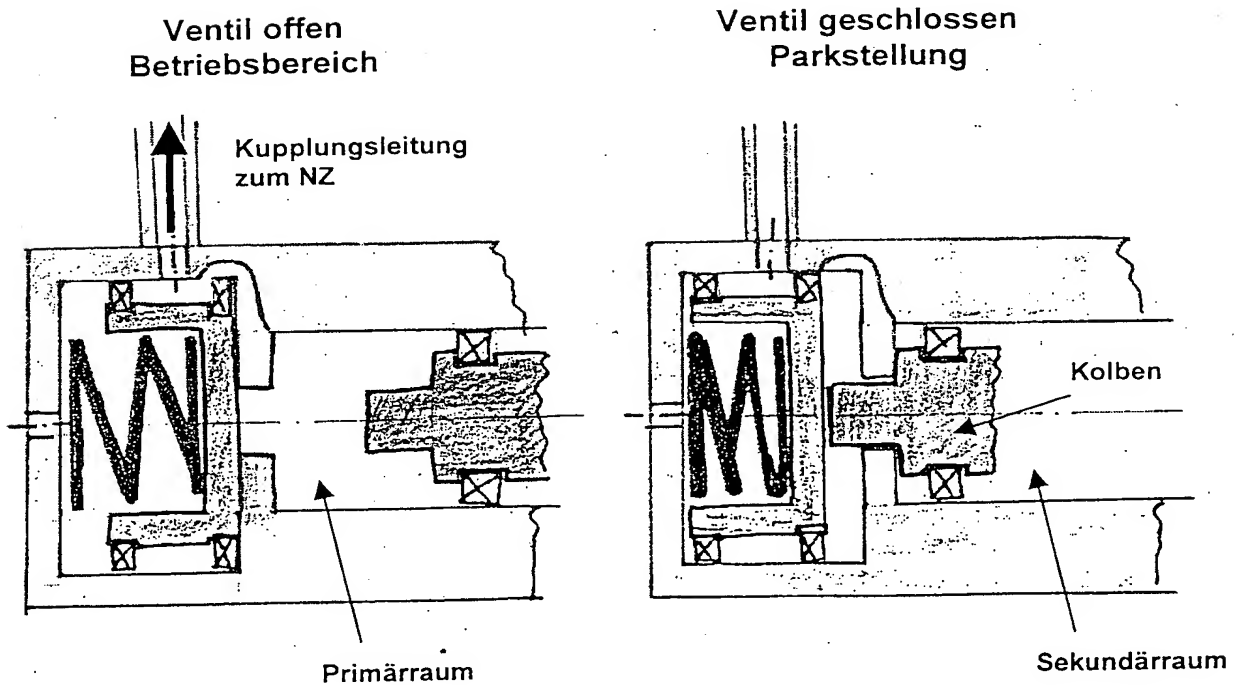
Figur 39



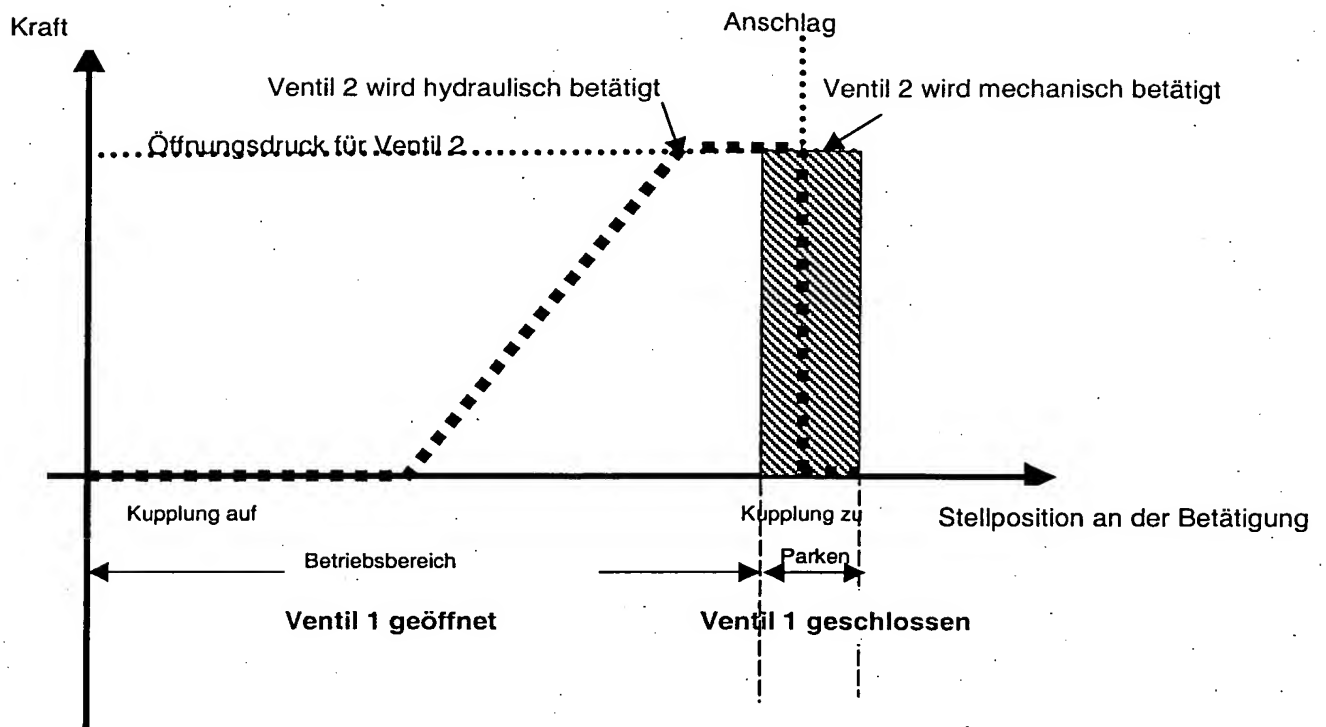
Figur 40



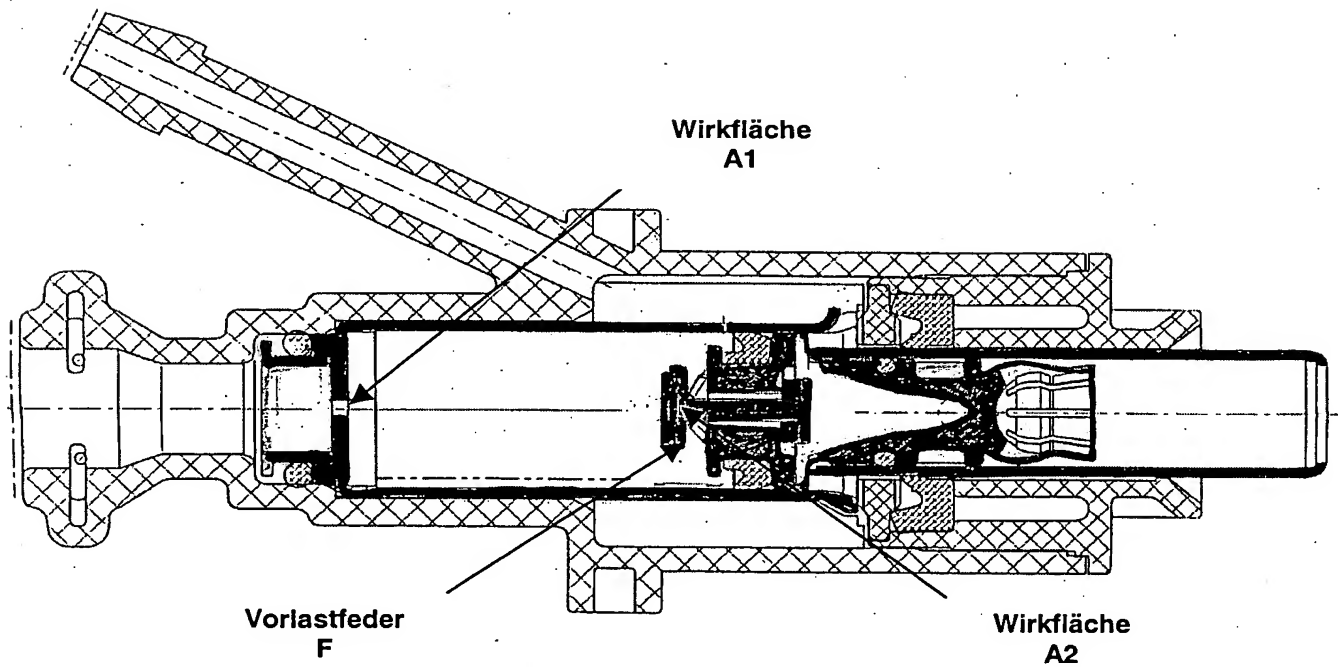
Figur 41



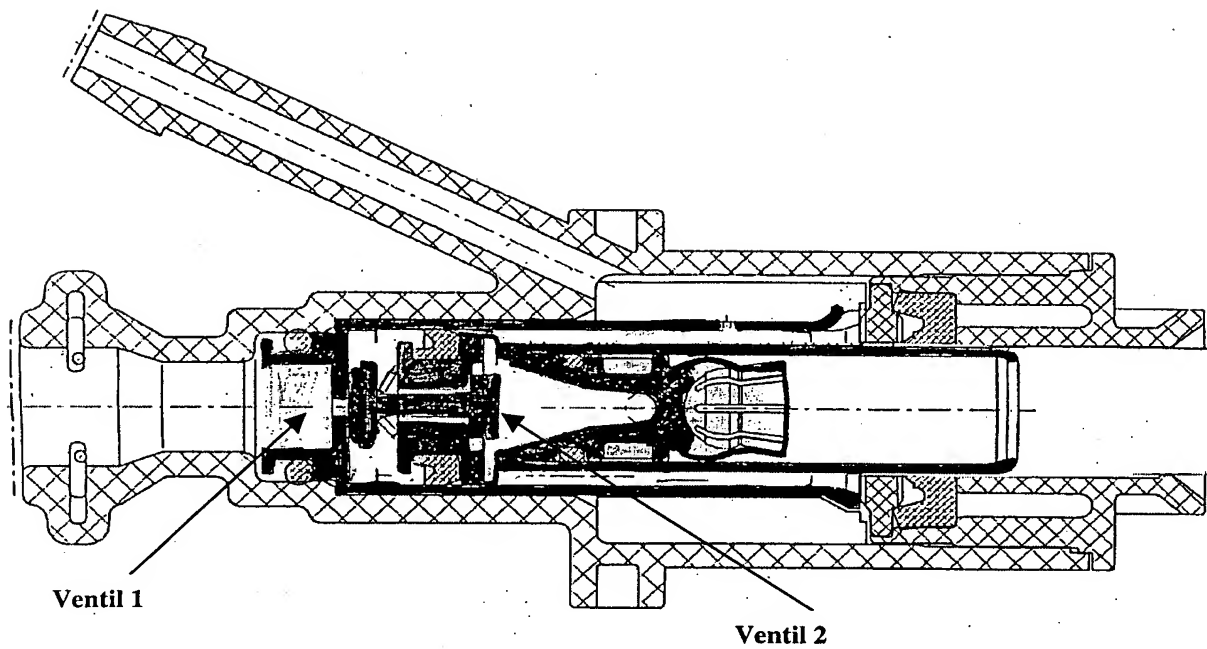
Figur 42



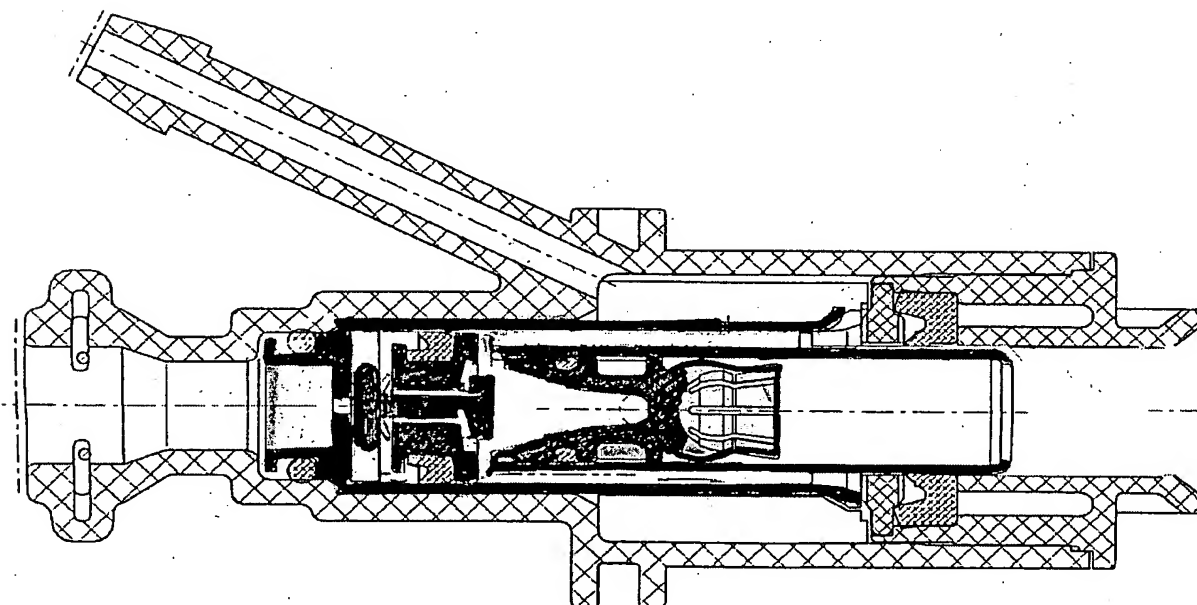
Figur 43



Figur 44



Figur 45



Figur 46